

Analisi sperimentale e simulazione di sistemi di trigenerazione

Original

Analisi sperimentale e simulazione di sistemi di trigenerazione / Ferrero, MAURO GIOVANNI. - (2012).
[10.6092/polito/porto/2497213]

Availability:

This version is available at: 11583/2497213 since:

Publisher:

Politecnico di Torino

Published

DOI:10.6092/polito/porto/2497213

Terms of use:

Altro tipo di accesso

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in the repository

Publisher copyright

(Article begins on next page)

POLITECNICO di TORINO

I Facoltà di Ingegneria

Dottorato di Ricerca in Energetica – XXIV Ciclo

Settore scientifico disciplinare ING/IND



Tesi di Dottorato

Analisi sperimentale e simulazione di sistemi di trigenerazione

Candidato: Mauro Giovanni Ferrero

Tutore: Prof. Marco Badami

Maggio 2012

INDICE

INTRODUZIONE	3
NOMENCLATURA.....	4
1. COGENERAZIONE E TRIGENERAZIONE DI PICCOLA TAGLIA.....	6
1.1 TECNOLOGIE E STATO DELL'ARTE	8
1.1.1 Microturbine a gas	8
1.1.2 Motori a combustione interna.....	11
1.2 CONTESTO NORMATIVO.....	13
1.2.1 Provvedimento CIP6/92.....	13
1.2.2 Decreto Bersani.....	14
1.2.3 La Deliberazione dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas n. 42/02	14
1.2.4 La Direttiva Europea n. 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004	16
1.2.5 Definizione di cogenerazione ad alto rendimento (CAR)	17
1.2.6 Decreto Legislativo dell'8 febbraio 2007, n. 20	17
1.2.7 Decreto Ministeriale del 4 Agosto 2011	17
1.2.8 Benefici riconosciuti alla CAR.....	18
1.2.9 Regime di valorizzazione dell'energia elettrica.....	18
1.3 IL PROGETTO ECOENER.LAB DEL POLITECNICO DI TORINO	19
1.3.1 Obiettivi	19
1.3.2 Impianti.....	19
2. SISTEMI DI TRIGENERAZIONE OGGETTO DI STUDIO	20
2.1 DESCRIZIONE DEGLI IMPIANTI	20
2.1.1 Microturbina a gas	20
2.1.2 Assorbitore a bromuro di litio	23
2.1.3 Impianto liquid desiccant cooler	27
2.2 SISTEMA DI ACQUISIZIONE ED ELABORAZIONE DEI DATI SPERIMENTALI	31
2.2.1 Microturbina a gas	31
2.2.2 Assorbitore a bromuro di litio	38
2.2.3 Impianto liquid desiccant cooler	40
3. ATTIVITÀ DI SPERIMENTAZIONE	42
3.1 DESCRIZIONE DEL METODO SPERIMENTALE.....	42
3.2 CARATTERIZZAZIONE DELLA MICROTURBINA.....	43
3.2.1 Confronto tra le prove sperimentali	45
3.2.2 Confronto tra le prove sperimentali e i dati di targa.....	48
3.2.3 Note sull'efficienza del rigeneratore.....	50
3.3 CARATTERIZZAZIONE DEL SISTEMA MICROTURBINA - ASSORBITORE.....	52
3.3.1 Confronto tra le prove sperimentali e i dati di targa.....	54
3.4 CARATTERIZZAZIONE DEL SISTEMA MICROTURBINA - DESICCANT.....	57
3.4.1 Confronto tra le prove sperimentali	57
3.5 CONCLUSIONI ED OSSERVAZIONI RELATIVE ALLA SPERIMENTAZIONE	59
4. SIMULAZIONE DEL SISTEMA MICROTURBINA-ASSORBITORE	60
4.1 STATO DELL'ARTE	60
4.2 STRUTTURA DEL MODELLO DI SIMULAZIONE	61
4.2.1 Microturbina.....	61
4.2.2 Assorbitore.....	73
4.2.3 Indici energetici.....	75
4.2.4 Indici economici.....	76
4.2.5 Strategia operativa	80
4.3 VALIDAZIONE TERMODINAMICA DEL MODELLO	81
4.3.1 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni estive	81
4.3.2 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni ISO	84
4.3.3 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni invernali.....	86
4.3.4 Confronto generale tra i dati sperimentali e i risultati di tutte le simulazioni.....	88
4.4 VALIDAZIONE DINAMICA DEL MODELLO.....	92

4.4.1	<i>Variazione del carico elettrico da 30 kW a 100 kW.....</i>	92
4.4.2	<i>Variazione del carico elettrico da 100 kW a 30 kW.....</i>	93
4.5	ANALISI DI SENSITIVITÀ	95
4.5.1	<i>Parametri termodinamici.....</i>	95
4.5.2	<i>Parametri dinamici</i>	108
5.	SIMULAZIONI ENERGETICO-ECONOMICHE.....	113
5.1	METODOLOGIA ADOTTATA	113
5.2	DEFINIZIONI E IPOTESI DI CALCOLO	114
5.3	RISULTATI	116
5.3.1	<i>Sistema microturbina - desiccant.....</i>	116
5.3.2	<i>Sistema microturbina - assorbitore</i>	118
5.4	CONFRONTO DEI RISULTATI.....	121
6.	CONCLUSIONI	122
	BIBLIOGRAFIA	125
	ALLEGATI	128
	<i>A1 - Dati sperimentali sulla caratterizzazione della microturbina</i>	129
	<i>A2 - Dati sperimentali sulla caratterizzazione dell'assorbitore</i>	143

Introduzione

Durante gli ultimi decenni si è assistito ad un radicale cambiamento dello scenario energetico mondiale.

In seguito alla crisi petrolifera del 1973, il tema dell'analisi energetica ha destato crescente interesse e si è incominciato a parlare attivamente e diffusamente di uso razionale dell'energia. Uno dei punti di partenza di tale argomento scientifico fu il testo di J. Baustead "Handbook of Industrial Energy Analysis", primo testo a presentare in maniera organica e strutturata i temi dell'uso razionale dell'energia, con un rigoroso e strutturato approccio metodologico.

Al giorno d'oggi è sempre maggiore l'attenzione che le istituzioni governative destinano alle tematiche di risparmio energetico ed efficienza / sostenibilità della produzione di energia. Fra le tecnologie individuate dall'Unione Europea [1, 2], come strumento per l'ottenimento di tale efficientamento produttivo, compare in particolare la cogenerazione, ovvero la produzione simultanea in un unico processo di potenza elettrica/meccanica e potenza termica, entrambe considerate effetti utili.

I vantaggi energetici legati all'adozione di tale tecnologia derivano dalla possibilità di ottenere un significativo risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata delle medesime quantità di energia elettrica e termica [3-5], risparmio che si traduce anche in una importante riduzione di CO₂ rilasciata in atmosfera.

Inoltre, è possibile impiegare il calore recuperato dal processo di cogenerazione per produrre potenza frigorifera in apposite macchine ad attivazione termica: si parla così di trigenerazione, in cui si ha la produzione combinata di potenza elettrica, termica e frigorifera.

Anche gli enti di ricerca hanno iniziato a destinare negli ultimi anni sempre maggiori risorse nello studio e analisi di tali sistemi. In questo ambito, il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino ha fatto nascere un'iniziativa dal nome EcoEner.Lab. Si tratta di un laboratorio, finanziato dalla Regione Piemonte, volto ad approfondire la ricerca scientifica sui sistemi di trigenerazione di piccola taglia (sistemi energetici con potenza elettrica installata compresa tra i 50 kW_{el} ed 1 MW_{el}). In particolare, nell'ambito del laboratorio EcoEner.Lab sono stati installati nei locali del Politecnico di Torino una microturbina da 100 kW_{el} accoppiata ad un assorbitore a bromuro di litio, e un cogeneratore con motore a combustione interna da 126 kW_{el} accoppiato ad un sistema liquid desiccant a cloruro di litio. Tale ultimo impianto è uno dei tre impianti dimostrativi che fanno parte del Progetto Europeo HEGEL [6-7], finanziato dal 6° Programma Quadro e per il quale è attiva da tempo la ricerca presso il Dipartimento di Energetica [8].

Il presente lavoro di tesi intende illustrare nel dettaglio le attività svolte dall'Autore nell'ambito del Dottorato di Ricerca in Energetica, attività incentrate sull'analisi teorica, sperimentale e di modellazione riguardante la microturbina a gas, l'assorbitore a bromuro di litio e il sistema liquid desiccant, in seno al laboratorio EcoEner.Lab.

In particolare, nel Capitolo 1 viene offerta una disamina delle principali tecnologie attualmente in uso nella cogenerazione e trigenerazione di piccola taglia. Inoltre, sono forniti alcuni cenni al contesto normativo di riferimento.

Il Capitolo 2 descrive i sistemi energetici oggetto di studio, ovvero una configurazione impiantistica che vede la microturbina a gas, il motore primo, accoppiata all'assorbitore di calore ed un secondo assetto impiantistico il cui lo stesso motore primo alimenta il sistema liquid desiccant.

Sono illustrati i componenti principali di ciascun impianto, e ne viene fornita una valutazione delle performance energetiche basata sui dati nominali di funzionamento. E' inoltre riportata la descrizione dei sistemi di misura e monitoraggio e la metodologia di elaborazione dei dati sperimentali acquisiti.

Nel Capitolo 3 si descrive l'attività di sperimentazione svolta nel corso del Dottorato di Ricerca: è introdotto l'approccio utilizzato per la conduzione delle prove sperimentali ed è illustrato il metodo sperimentale adottato per lo svolgimento dell'attività di acquisizione dei dati. Sono mostrati i dati salienti relativi alla caratterizzazione sperimentale dei componenti di ciascuno dei sistemi di trigenerazione. Per quanto riguarda la microturbina, sono illustrate le performance energetiche al carico nominale ed ai carichi parziali. Sono altresì mostrate le caratterizzazioni dei componenti a differenti condizioni ambiente. Tutti i risultati ottenuti sono commentati e confrontati tra di loro.

Il Capitolo 4 presenta un tool di simulazione, elaborato interamente nel corso dell'attività di Dottorato in ambiente Matlab Simulink, e relativo al sistema di trigenerazione microturbina a gas - assorbitore. E' introdotto lo stato dell'arte relativo all'attività di modellazione di sistemi simili; è poi descritto nei dettagli il modello e sono illustrate le equazioni e le ipotesi di calcolo adottate. Sono mostrati i risultati ottenuti e, attraverso i dati sperimentali presentati nel Capitolo precedente, ne è commentata la validazione. Viene infine effettuata un'analisi di sensitività relativa ai principali parametri termodinamici e dinamici utilizzati come input al modello.

Nel Capitolo 5 si intendono fornire alcune valutazioni comparative delle performance energetiche ed economiche relative alle due configurazioni impiantistiche. Nel caso della microturbina a gas accoppiata con il desiccant, l'analisi è fornita attraverso le caratterizzazioni sperimentali. Per quanto riguarda la configurazione con l'assorbitore a bromuro di litio, è utilizzato il modello di calcolo presentato.

Sono analizzati e confrontati gli indici di risparmio di energia primaria e la redditività economica di entrambi gli impianti, ottenibili a carico nominale e nelle condizioni reali di funzionamento annuale.

L'analisi comparata prosegue con la definizione di due differenti cicli di lavoro annuali, che comprendono il funzionamento ai carichi parziali. I risultati sono illustrati e commentati.

Nel Capitolo 6 vengono infine presentate le conclusioni al presente lavoro di Dottorato di Ricerca.

Nomenclatura

c_p	calore specifico a pressione costante
c_v	calore specifico a volume costante
$e(t)$	segnale di controllo in ingresso
h	entalpia
I	momento d'inerzia
k	rapporto c_p/c_v
K	trasmittanza
m	massa
\dot{m}	portata
n	velocità di rotazione
P	potenza
p	pressione
R	costante dei gas
RH	umidità relativa
S	superficie
t	tempo
T	temperatura
$u(t)$	segnale di controllo in uscita
V	volume
\dot{V}	portata volumetrica
α	rapporto aria/combustibile
β	rapporto di compressione
ε	efficienza dello scambiatore di calore
η	rendimento
ρ	densità specifica
τ	tempo caratteristico

Abbreviazioni

AC	corrente alternata
CHCP	combined heat, cooling and power plant
CHP	combined heat and power plant
COP	coefficient of performance
DC	corrente continua
EBITDA	earnings before interest, taxes, depreciation and amortization
EGT	exhaust gas temperature
GA	analizzatore di gas
LHV	potere calorifico inferiore (o PCI)
MF	misuratore di portata in massa
MOL	marginale operativo lordo
mGT	micro gas turbine
PES	primary energy saving
PI	proporzionale-integrativo
rig	rigeneratore
TAT	thermally activated technology
TET	turbine exhaust temperature
TPES	total primary energy saving
TIT	turbine inlet temperature
VF	misuratore di portata volumetrico

Apice

-	parametro ridotto (valore su valore nominale)
---	-----------------------------------------------

Pedice

a	aria
b	combustibile
c	compressore
el	elettrico

f	gas esausti
g	lordo
gen	generatore elettrico ed elettronica di potenza
HX	scambiatore di calore aria/acqua
m	meccanico
max	massimo
n	netto
p	pneumatico
PG	generazione di potenza
pl	plenum
rig	rigeneratore
s	albero
st	condizioni standard
t	turbina
th	termico
y	idraulico
w	acqua
0	valore nominale / condizione ambiente

1. Cogenerazione e trigenerazione di piccola taglia

La cogenerazione, denominata anche Combined Heat and Power (CHP), è la generazione sequenziale o simultanea di due diverse forme di energia (meccanica/elettrica e termica) partendo da una singola fonte energetica, in un unico sistema integrato, e dove entrambe le forme di energia prodotta vengono tradotte in effetto utile.

In un impianto convenzionale per la produzione di energia elettrica, l'energia chimica del combustibile, trasformata in energia termica tramite la combustione, viene utilizzata in un ciclo termodinamico diretto che la trasforma in elettricità. Il calore di scarto del ciclo viene disperso nell'ambiente ottenendo così rendimenti di primo principio che variano dal 38-39% al 55-56% in funzione della tecnologia impiegata. In un impianto di cogenerazione, invece, il calore di scarto non viene disperso, ma recuperato per essere poi utilizzato in modalità diverse a seconda delle utenze termiche allacciate all'impianto. In questo modo, tramite la cogenerazione si raggiunge un'efficienza complessiva superiore anche al 85%.

Si confronti la produzione tradizionale in centrale di 100 kWh di energia elettrica, e di 150 kWh di energia termica tramite caldaia, con la produzione contemporanea delle stesse quantità di energia ottenute da un unico processo cogenerativo. Per una più rapida esemplificazione, per entrambi i casi sono presentati in Figura 1-1 i diagrammi di Sankey. Si ipotizza un rendimento del 40% nella produzione dell'energia elettrica e del 90% per la produzione di energia termica.

Il componente di un impianto di cogenerazione deputato alla conversione dell'energia del combustibile in energia meccanica viene detto motore primo. L'energia meccanica prodotta dal motore è spesso utilizzata da un generatore per produrre energia elettrica. Il sistema di recupero termico raccoglie poi l'energia contenuta nei fumi di scarico del motore primo, e, in taluni casi, anche il calore di raffreddamento del motore primo stesso e/o dell'elettronica di potenza, e la converte in energia termica utilizzabile, sotto forma di acqua calda, vapore o aria calda. La cogenerazione è adottata sia in ambito industriale, che in ambito civile/residenziale, laddove vi sia una richiesta contemporanea di elettricità e di calore e, generalmente, quando l'ammontare annuo del tempo di funzionamento supera le 4000 ore (per ragioni di profittabilità economica dell'investimento, [9-14]).

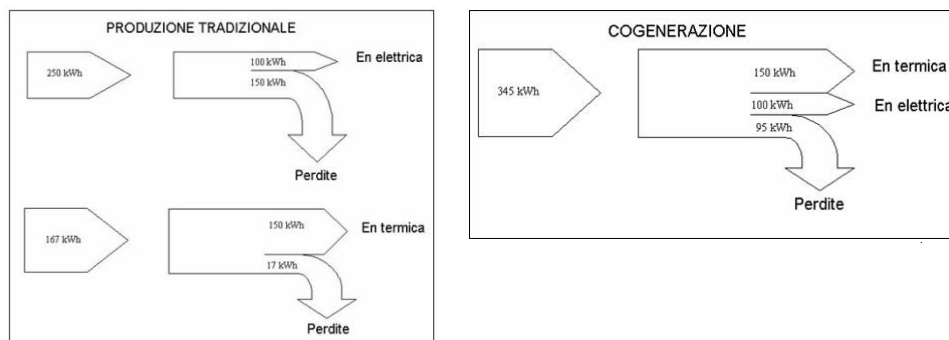


Figura 1-1 – Confronto tramite diagrammi di Sankey di una soluzione tradizionale e una cogenerativa a parità di effetto utile prodotto

Una particolare campo di applicazione della tecnologia cogenerativa è quella che, soprattutto negli ultimi anni, si sta diffondendo sul territorio, e che prende il nome di generazione distribuita (DG), o anche di cogenerazione di piccola taglia. Essa consiste nell'installazione localizzata, vicino agli utilizzatori, di unità di generazione elettrica, le cui taglie di potenza variano, generalmente, da qualche decina di kW_{el} a 1 MW_{el}.

Solitamente tali unità di generazione sono interconnesse al sistema di trasmissione o di distribuzione. Attraverso la generazione distribuita, l'energia elettrica viene quindi prodotta direttamente sul sito di utilizzo attraverso l'impiego di tecnologie e di macchine di differenti tipologie.

La generazione distribuita offre alcuni vantaggi rispetto alla classica generazione centralizzata:

- risparmio di energia primaria a parità di produzione energetica;
- limitate perdite di distribuzione calore, dal momento che l'utenza termica è in prossimità della zona di produzione;
- ridotte perdite di distribuzione e trasmissione dell'elettricità (riversata direttamente nelle linee a bassa tensione); in media il 10% dell'energia elettrica prodotta si perde nella rete di trasmissione e distribuzione;
- limitazione delle cadute di tensione sulle linee finali di utenza;
- esposizioni finanziarie minori e distribuite, attraverso taglie ridotte ed a tempi di installazione più rapidi rispetto agli impianti termoelettrici centralizzati;
- maggiore capacità di adattamento e flessibilità dei centri di produzione in relazione ai centri di consumo;
- possibilità di penetrazione in zone isolate e difficilmente accessibili.

Per contro, fra i possibili svantaggi di tale soluzione si evidenziano:

- localizzazione in aree popolate delle emissioni locali (CO, HC, NO_x);
- minore efficienza elettrica rispetto ai grandi impianti di produzione di energia elettrica (si vedano, ad esempio, le centrali a ciclo combinato);
- difficoltà/impossibilità di installazione laddove non sia presente una rete di distribuzione del gas naturale;
- costi di investimento specifici (€/kW_{el}) maggiori rispetto alle soluzioni di maggiore taglia, per effetti di economie di scala.

Al fine di comprendere quale sia oggi lo sviluppo e il radicamento sul territorio nazionale della piccola cogenerazione, si riportano i dati presentati nel documento dell'AEEG Monitoraggio dello Sviluppo degli Impianti di Generazione Distribuita per gli anni 2007 e 2008, che presenta il monitoraggio dello sviluppo degli impianti di generazione distribuita in Italia [16]. Al momento, tale documento risulta essere quello più aggiornato tra quelli elaborati dall'Autorità.

Al 31 Dicembre 2008, risultano in esercizio sul territorio 33475 impianti di potenza fino a 1 MW_{el} con una potenza efficiente lorda totale pari a 1053 MW_{el}. Di tali impianti vi sono 22 sezioni eoliche, 321 termoelettriche, 1230 idroelettriche e 31902 fotovoltaiche.

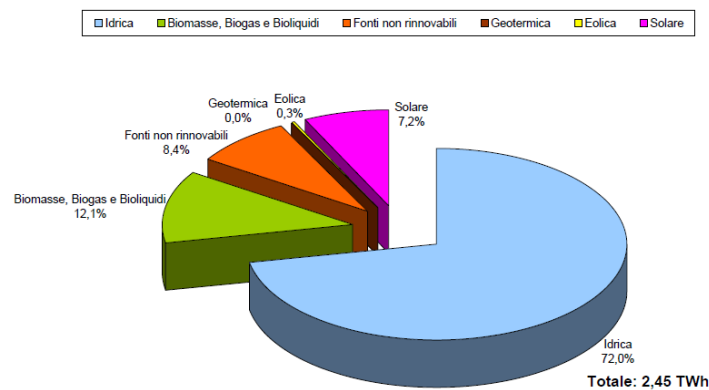


Figura 1-2 - Energia prodotta dalla piccola generazione nel 2008, suddivisa per tipologia di fonte [16]

Su 321 sezioni termoelettriche, 125 sono alimentate da biomasse, biogas e rifiuti solidi urbani per complessivi 77 MW_{el} circa, 191 sezioni sono alimentate da fonti non rinnovabili per complessivi 94 MW_{el} circa e 5 sono sezioni ibride per circa 4 MW_{el}. In Figura 1-3 si riporta la produzione di energia elettrica dalle diverse fonti utilizzate nell'ambito della produzione termoelettrica in assetto cogenerativo per centrali al di sotto di 1 MW_{el}. Come si nota, il combustibile di maggior impiego è il gas naturale (73.7%). Questo netto predominio è legato alla considerazione che tale combustibile è di facile reperimento, diffuso capillarmente nel territorio ed economicamente sostenibile; inoltre, esso permette di ottenere bassi livelli di emissioni inquinanti.

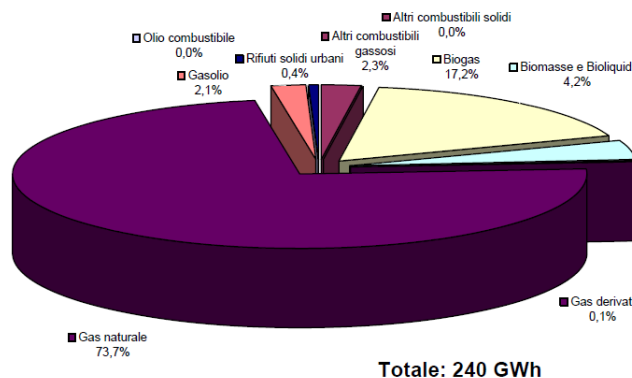


Figura 1-3 – Combustibili utilizzati negli impianti italiani di piccola cogenerazione nel 2008 [16]

Un'estensione del concetto di cogenerazione di piccola taglia, è la trigenerazione di piccola taglia. La trigenerazione permette di trasferire i carichi di richiesta di energia frigorifera dei mesi estivi dalla rete elettrica, alla rete dei combustibili fossili. La produzione del vettore termico freddo, infatti, non avviene per mezzo dei gruppi frigoriferi tradizionali a compressione di vapori azionati con energia elettrica, ma mediante quelle che vengono denominate

Thermally Activated Technologies (TAT), ovvero macchine alimentate da un vettore ad alta temperatura. Tale vettore può convenientemente essere il calore recuperato dal motore primo di un impianto di cogenerazione, consentendo così di operare l'impianto stesso anche durante i mesi estivi, quando non c'è necessità di energia termica per riscaldamento ambienti. Tramite tale soluzione è possibile estendere le ore di funzionamento annuali dell'impianto, operazione che può tradursi in una maggiore convenienza economica di esercizio.

Nel seguito verranno presentate le principali tecnologie che vengono tipicamente impiegate nella realizzazione di impianti di co–generazione.

1.1 Tecnologie e stato dell'arte

Gli impianti di cogenerazione vengono più comunemente realizzati per mezzo delle seguenti tecnologie:

- Motori alternativi a combustione interna (MCI);
- Turbine a vapore a condensazione e spillamento o a contropressione (TV);
- Turbine a gas (TG);
- Cicli combinati (con MCI o TG).

Per quanto concerne la cogenerazione di piccola taglia, le tecnologie più comunemente impiegate sono i motori a combustione interna e le microturbine (ciclo Joule – Brayton rigenerativo). Dal documento dell'AEEG Monitoraggio dello Sviluppo degli Impianti di Generazione Distribuita per gli anni 2007 e 2008 [16], è possibile infatti rilevare la ripartizione delle sezioni degli impianti di piccola cogenerazione tra le diverse tecnologie utilizzate (Figura 1-4).

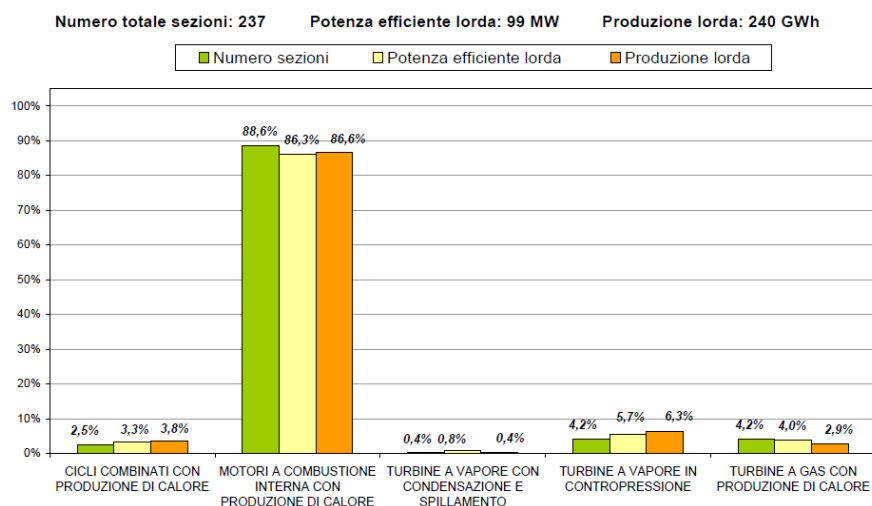


Figura 1-4 - Ripartizione delle sezioni degli impianti termoelettrici tra le diverse tecnologie utilizzate per la produzione combinata di energia elettrica e calore nell'ambito della PG nel 2008 [16]

Si nota come la tecnologia più diffusamente impiegata in questo ambito sia il motore a combustione interna (88.6% di sezioni, 86.3% di potenza installata e 86.6% di energia lorda prodotta), seguito, anche se in percentuale molto minore, dalle turbine a vapore in contropressione (potenza installata 5,7% ed energia lorda prodotta 6,3%) e dalle turbine a gas. Nel seguito, verranno approfondite le tecnologie con motore a combustione interna e con turbina a gas.

1.1.1 Microturbine a gas

Le microturbine rappresentano una novità per il mercato della piccola cogenerazione, essendo state commercializzate attorno all'anno 2000 [17]. Tali macchinari si basano sull'impiego di turbomacchine radiali associate ad un ciclo rigenerativo, che, per le taglie piccole, risultano più economiche e meglio operanti rispetto alle macchine assiali su cui si basa la tecnologia dei turbogas industriali [18-20]. La singola microturbina è caratterizzata da potenze nominali che vanno da 28 kW a 100-200 kW. L'architettura modulare, tuttavia, consente di installare potenze maggiori semplicemente realizzando un parallelo di più macchine. Esse sono anche idonee al recupero del calore allo scarico in quanto, nel caso di impiego di gas naturale come combustibile, i gas esausti escono a una temperatura di circa 300°C. In

Figura 1-5 è mostrato lo schema di principio di una microturbina, mentre in Figura 1-6 si riporta il ciclo termodinamico Joule – Brayton rigenerativo nel diagramma T-s.

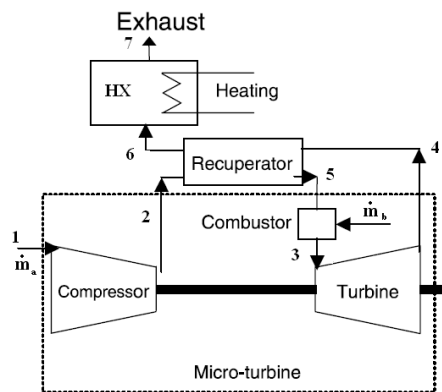


Figura 1-5 - Schema di principio di una microturbina

La Tabella 1-1 riassume le principali caratteristiche di alcuni modelli commercializzati (dati di targa, fonte datasheet); i valori indicati sono relativi alla potenza elettrica erogata, al netto dell'assorbimento del compressore del gas naturale.

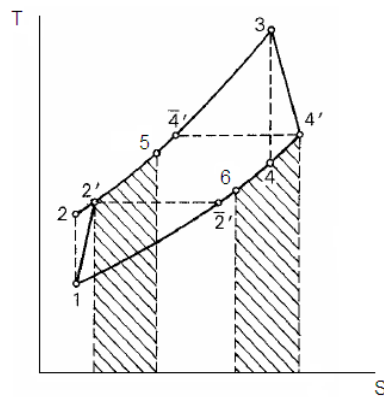


Figura 1-6 - Ciclo Joule Brayton reale, ma con cadute di pressione trascurabili

		Turbec	Elliott	Capstone
		T100	TA100	C65
Potenza elettrica netta	[kW _{el}]	100	100	65
Efficienza elettrica netta	[%]	30	27.5	29
Potenza termica	[kW _{th}]	155	172	120
Efficienza termica	[%]	47	47.5	53
Efficienza globale	[%]	77	75	82
Pressione camera combustione	[bar]	4.5	5	-
Temperatura uscita camera combustione	[°C]	950	950	-
Temp. uscita turbina	[°C]		650	-
Temp. uscita rigeneratore	[°C]	270	315	309
Portata in massa fumi	[kg/s]	0.8	0.79	0.49
Regime rotazione	[rpm]	70000	68000	96000
Periodo ispezione	[h]	6000	annuale	8000
Periodo revisione	[h]	30000	24000	-

Tabella 1-1 - Principali caratteristiche di alcune microturbine in commercio [12517, 22]

Le microturbine sono caratterizzate da efficienze elettriche inferiori rispetto ai motori a combustione interna di pari taglia, nonché fortemente variabili in funzione del carico e delle condizioni ambiente [32]. In Figura 1-7, è riportato l'andamento dell'efficienza elettrica di tre microturbine in funzione del grado di parzializzazione del carico elettrico.

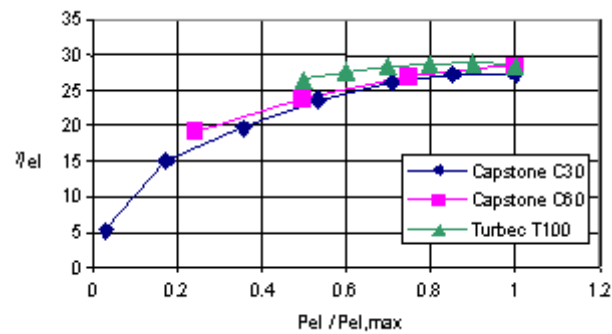


Figura 1-7 - Efficienza elettrica delle microturbine Capstone C30 e C60, al lordo dell'assorbimento del compressore del gas naturale [17, 22]

Le microturbine sono spesso caratterizzate da contenuti valori di emissioni a punto nominale, ma notevolmente variabili in funzione del carico. In Figura 1-8 e Figura 1-9 sono raffigurate le emissioni di CO e di NOx delle microturbine Capstone C60 e C30 [17].

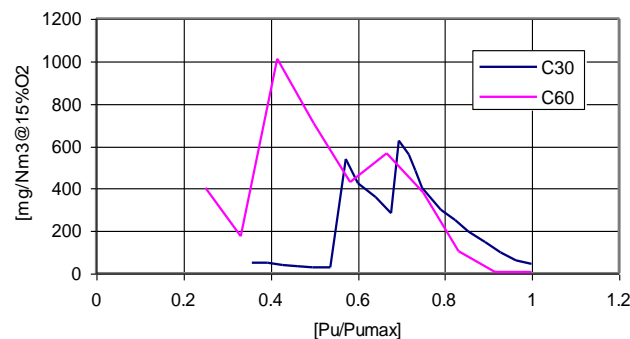


Figura 1-8 - Andamento delle emissioni di CO, $[mg/Nm^3@15\%O_2]$ [17]

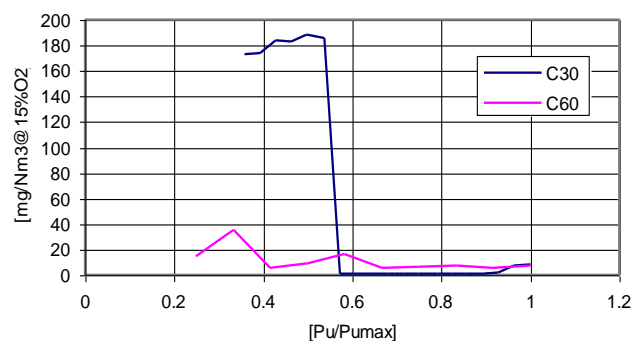


Figura 1-9 - Andamento delle emissioni di NOx, $[mg/Nm^3@15\%O_2]$ [17]

Ai fini della cogenerazione di potenza termica, le sorgenti da cui è comunemente recuperato il calore sono i gas di scarico all'uscita del rigeneratore, i quali sono solitamente espulsi ad una temperatura che si aggira attorno ai 270 – 310 °C.

1.1.2 Motori a combustione interna

I motori a combustione interna sono i sistemi attualmente più diffusi in quanto hanno ormai raggiunto la maturità tecnologica, e sono avvantaggiati dalla presenza sul territorio di tecnici preparati. Essi presentano il vantaggio di poter funzionare con un'ampia gamma di combustibili, sia liquidi che gassosi, permettendo dunque una discreta flessibilità. Il loro campo di applicazione è piuttosto ampio, con potenze nominali che vanno da qualche decina di kW, a qualche MW.

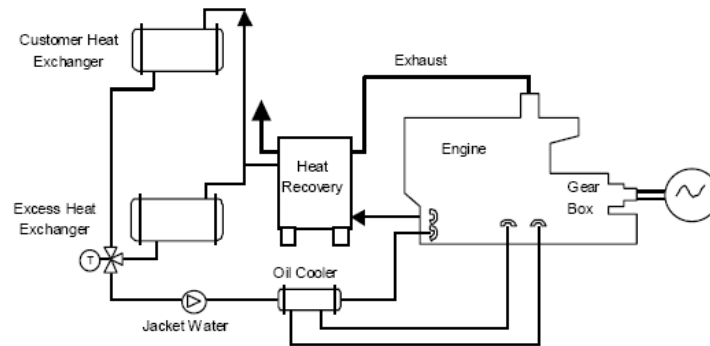


Figura 1-10 - Schema di principio di un impianto di cogenerazione con motore a combustione interna

Le principali tipologie di motori impiegati per la produzione di energia elettrica sono [17]:

- motori ad accensione comandata progettati per il funzionamento con benzina, convertiti al combustibile gassoso. Di solito si tratta di motori di piccola taglia (15-30 kW), leggeri, con un'elevata potenza specifica. La conversione comporta degli effetti limitati sull'efficienza, ma ne diminuisce la potenza massima di circa il 10-15%. Tuttavia, grazie alla produzione in grandi volumi degli autoveicoli, il loro costo è contenuto, a fronte di un ciclo di vita relativamente corto (10.000 – 15.000 ore);
- motori ad accensione per compressione convertiti al combustibile gassoso. La potenza di tali motori può raggiungere i 200 kW. La conversione riguarda gli stantuffi, le teste e la distribuzione. La conversione non causa, in genere, una riduzione della potenza massima;
- motori stazionari convertiti a motori a gas, oppure motori in origine progettati come motori a gas. Si tratta di motori di grandi dimensioni, costruiti per applicazioni marine o industriali, con una potenza che può raggiungere i 3 MW. La loro robustezza ne incrementa i costi iniziali, ma garantisce un ciclo di vita superiore (15 – 20 anni);
- motori stazionari dual-fuel. Si tratta di motori diesel con potenze fino a 6 MW, in cui il combustibile principale è il gas naturale, mentre la combustione è innescata da un'iniezione pilota di gasolio. Della massa di combustibile bruciata il 90% è rappresentato da gas naturale, mentre il restante è apportato dalla iniezione pilota di gasolio. Questa tipologia di motori può operare, in caso di necessità, anche con solo gasolio.

Ai fini cogenerativi, le sorgenti da cui è comunemente recuperato il calore sono:

- l'olio lubrificante;
- l'acqua di raffreddamento;
- l'intercooler (per motori sovralimentati);
- i gas di scarico.

La minima temperatura dei gas di scarico all'uscita dello scambiatore deve essere di 160–170°C per i combustibili contenenti zolfo (al fine di evitare la formazione di condensa corrosiva), mentre per i combustibili privi di zolfo (quali il gas naturale) la temperatura può scendere a 90–100°C. Per elevare la potenza utile di un motore è comunemente applicata la sovralimentazione, effettuata solitamente mediante l'installazione di un turbocompressore (più di uno per motori di grandi dimensioni): una turbina a gas è azionata dai gas di scarico, la quale trascina un compressore che comprime l'aria di alimentazione del motore.

La temperatura dell'aria in uscita dal compressore può essere dell'ordine dei 120–140°C, quindi possiede una bassa densità. Al fine di aumentare il coefficiente di riempimento del motore è necessario interporre uno scambiatore tra il compressore e l'ambiente di aspirazione del motore (intercooler), in modo tale da raffreddare l'aria comburente.

Esistono due tipici livelli di temperatura dell'acqua in uscita dall'intercooler:

- bassa temperatura (circa 45°C);
- alta temperatura (circa 90°C).

Se si vuole utilizzare per i fini cogenerativi l'acqua di uscita dall'intercooler (come nel caso di recupero del calore per riscaldamento ambienti) potrebbe essere preferibile il livello alto di temperatura, in quanto può aumentare l'efficienza termica del gruppo di cogenerazione di circa 3-5%.

Il principale vantaggio dei motori a combustione interna risiede nella elevata flessibilità di esercizio con contenuti rischi di interruzioni di servizio. Elevata è anche la capacità di seguire il carico con un rendimento poco variabile: i motori alternativi sono infatti in grado di mantenere anche al 50% del carico un'efficienza pari all'85%-90% di quella nominale, rendendoli particolarmente appetibili per la generazione distribuita.

In Tabella 1-2 e Tabella 1-3 si riportano le principali caratteristiche di alcuni cogeneratori di piccola taglia (50-300 kW) con motore a combustione interna in commercio. Le informazioni riportate sono state fornite direttamente dai costruttori di tali motori. Per gli stessi motori, si riporta inoltre in Figura 1-11 l'andamento dell'efficienza elettrica a carico parziale, e in Figura 1-12 l'andamento dell'efficienza termica. Come si nota, al 50% del carico i valori di efficienza dichiarati sono di poco inferiori al valore nominale.

		Energia Nova	Energifera	Baxter			CGT	
		TA50	TEMA 100-130 NG	CHP70	CHP100	CHP200	G3406 LE	G3408 LE
Potenza elettrica	[kWel]	50	100	71	105	201	184	252
Efficienza elettrica	[%]	28.9	32.1	34.8	37.2	36.3	33.5	34.0
Potenza termica	[kWth]	95	193.8	107	143	282	271	362
Efficienza termica	[%]	54.9	62.2	52.5	50.7	51.0	49.4	48.9
Efficienza globale	[%]	83.8	94.3	87.3	87.9	87.3	82.9	82.9
Temperatura acqua calda	[°C]	88-72	90-72	90-75	90-75	90-75	90-70	90-70
Portata acqua calda	[kg/s]	1,56	2,78	1,69	2,28	4,50	3,24	4,33
Temp. fumi	[°C]	-	-	610.0	450.0	510.0	414	341
Portata in massa fumi	[kg/s]	-	-	0.08	0.17	0.32	0.31	0.44
Tempo di warm-up	[min]	-	-	10.0	10.0	10.0	-	-
Tempo di cooling-down	[min]	-	-	30.0	30.0	30.0	-	-

Tabella 1-2 - Principali caratteristiche di alcuni cogeneratori con motore a combustione interna in commercio [22]

		CPL Concordia			GE Energy	Deutz		MTU	
		BB60 Valmet	BB90 Scania	BB125 Scania	J208GS	TCG 2015V6	TCG 2015V8	GC 119	GC 116
Potenza elettrica	[kW]	61	91	128	294	171	230	119	116
Efficienza elettrica	[%]	30.5	31.4	34.0	37.6	35.3	35.4	34.5	34.4
Potenza termica	[kW]	120	170	210	401	261	351	198	198
Efficienza termica	[%]	60.0	58.6	55.9	51.3	53.9	54.1	57.4	58.8
Efficienza globale	[%]	90.5	90.0	89.9	89.0	89.2	89.5	91.9	93.2
Temperatura acqua calda	[°C]	85-70	85-70	85-70	90-70	-	-	90-70	100-80
Portata acqua calda	[kg/s]	1.69	2.69	3.61	4.78	-	-	2.36	2.36
Temp. fumi	[°C]	533	600	450	480	423	420	-	-
Portata in massa fumi	[kg/s]	0.08	0.11	0.22	0.48	0.287	0.384	-	-
Tempo di warm-up	[min]	5	5	5	1.5	-	-	-	-
Tempo di cooling-down	[min]	10	10	10	10	-	-	-	-

Tabella 1-3 - Principali caratteristiche di alcuni cogeneratori con motore a combustione interna in commercio [22]

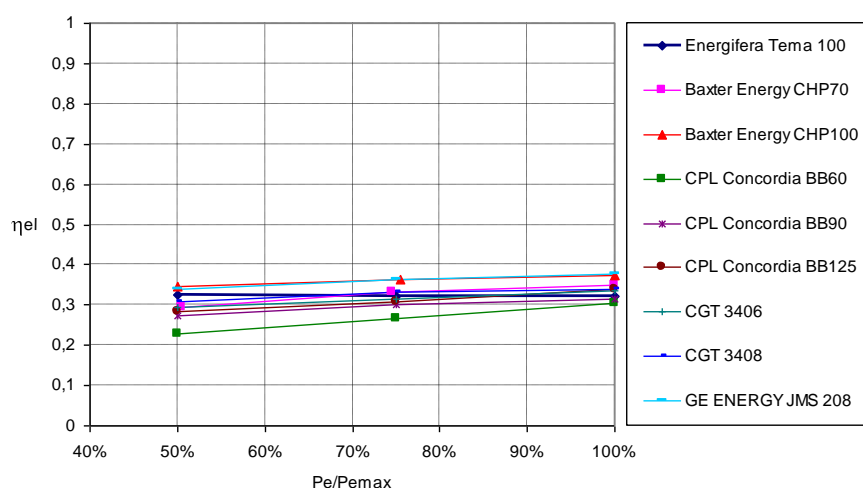


Figura 1-11 - Rendimenti elettrici a carico parziale di alcuni cogeneratori con motore a combustione interna esistenti in commercio [22]

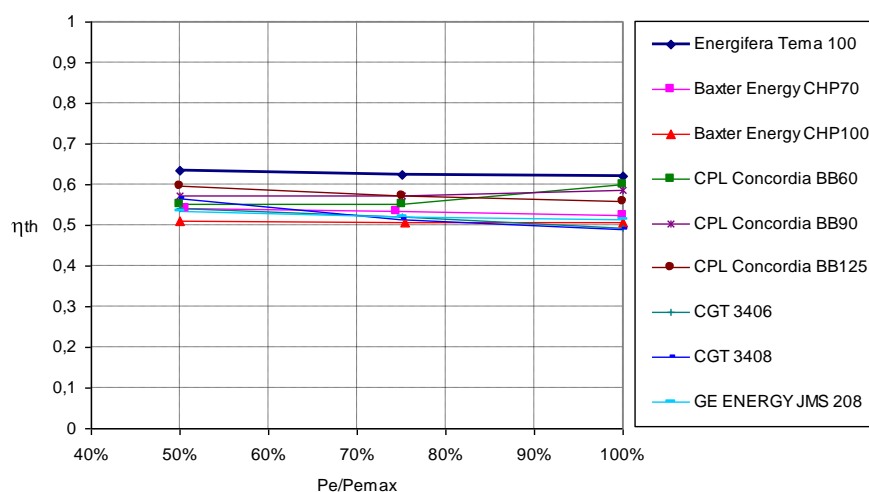


Figura 1-12 – Rendimenti elettrici a carico parziale di alcuni cogeneratori con motore a combustione interna esistenti in commercio [22]

1.2 Contesto normativo

E' nel seguito introdotta la Normativa Comunitaria e Nazionale di riferimento, relativa alla cogenerazione. Sono inquadrate le definizioni relative ai concetti, alle ipotesi ed alle metodologie di calcolo per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore.

1.2.1 Provvedimento CIP6/92

Il Cip6 è un provvedimento del Comitato Interministeriale Prezzi adottato il 29 aprile 1992, che stabilisce prezzi incentivati per l'energia elettrica prodotta con impianti alimentati da fonti rinnovabili e assimilate. Sono considerati impianti alimentati da fonti assimilate:

- gli impianti in cogenerazione;
- gli impianti che utilizzano calore di risulta, fumi di scarico e altre forme di energia recuperabile in processi e impianti;
- gli impianti che usano gli scarti di lavorazione e/o di processi industriali;
- gli impianti che utilizzano fonti fossili prodotte solo da giacimenti minori isolati.

Obiettivo del Provvedimento era la promozione dello sfruttamento delle Fonti Energetiche Rinnovabili (FER) da parte dei nuovi impianti di generazione di energia, tra cui venivano menzionati per la prima volta nella Normativa nazionale gli impianti di cogenerazione. Non si era ancora delineata una definizione di cogenerazione, ma si scelse di inserirla tra le cosiddette fonti assimilate alle rinnovabili.

1.2.2 Decreto Bersani

A livello normativo, la prima definizione di cogenerazione in Italia è relativa al Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79 (decreto Bersani). Esso definisce la cogenerazione come la produzione combinata di energia elettrica e calore che garantisce un significativo risparmio di energia primaria rispetto agli impianti separati. I caratteri principali previsti dal decreto per la cogenerazione sono:

- esonero dall'obbligo di acquisto dei certificati verdi previsto per i produttori e importatori di energia da fonti non rinnovabili per produzioni annue superiori a 100 GWh (art 11, comma 2);
- precedenza nell'ambito del dispacciamento rispetto all'energia prodotta da fonti convenzionali (art 11, comma 4);
- obbligo per le imprese distributrici di connettere alle proprie reti tutti i soggetti che ne facciano richiesta, senza compromettere la continuità del servizio e purché siano rispettate le regole tecniche nonché le deliberazioni emanate dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas in materia di tariffe, contributi ed oneri (art 9, comma 1);
- defiscalizzazione sull'acquisto del gas per una quota pari a $0,25 \text{ Sm}^3 / \text{kWh}_{\text{el}}$ prodotto. Il valore economico di tale intervento è pari a circa $0,04 \text{ €/kWh}_{\text{el}}$, calcolato sulla base dell'accisa prevista per il gas naturale.

Il Decreto Legislativo 79/99 ha dato mandato all'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG) di definire a quali condizioni la produzione combinata di energia elettrica e termica può definirsi “cogenerazione” e godere degli eventuali benefici di legge. L'AEEG ha ottemperato a tale mandato emettendo la delibera n. 42/02, di seguito presentata.

1.2.3 La Deliberazione dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas n. 42/02

Con la Deliberazione n. 42/02, l'Autorità ha definito la cogenerazione, agli effetti dei benefici previsti dalla normativa vigente, come un processo integrato di produzione combinata di energia elettrica o meccanica, e di energia termica, entrambe considerate energie utili, realizzato da una sezione di un impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore che, a partire da una qualsivoglia combinazione di fonti primarie di energia e con riferimento a ciascun anno solare, presenta un Indice di Risparmio Energetico (IRE) ed un Limite Termico (LT) superiori a valori limite, fissati nella Deliberazione stessa e soggetti ad aggiornamenti periodici.

L'indice IRE esprime il risparmio percentuale di energia primaria conseguito da una sezione di cogenerazione rispetto alla produzione separata delle medesime quantità di energia elettrica e termica durante un anno solare. Il risparmio è valutato rispetto a due ipotetici impianti, entrambi “sostituiti” dalla sezione in esame: l'uno è in grado di produrre esclusivamente energia elettrica, l'altro soltanto energia termica. Il combustibile totale che tali due impianti avrebbero consumato è confrontato, a parità di produzione, con quello effettivamente utilizzato nell'impianto in esame. L'IRE tiene conto, tra l'altro, dell'eventuale risparmio che l'impianto realizza evitando, in tutto o in parte, le perdite dovute alla trasformazione ed al trasporto dell'energia elettrica prodotta. A ciò provvede un coefficiente p che dipende dalla tensione di connessione alla rete elettrica pubblica.

L'indice LT, invece, esprime l'incidenza percentuale dell'energia termica utile prodotta annualmente rispetto alla totale produzione di energia elettrica e calore. Anche per tale parametro, la Deliberazione n. 42/02 stabilisce un valore minimo. Le due relazioni che devono essere contemporaneamente soddisfatte in un dato anno sono espresse dalle relazioni 1.1 e 1.2:

$$\text{IRE} = 1 - \frac{E_{\text{fuel}}}{\frac{E_{\text{el}}}{p \cdot \eta_{\text{el,s}}} + \frac{E_{\text{th,ind}}}{\eta_{\text{th,s,ind}}} + \frac{E_{\text{th,civ}}}{\eta_{\text{th,s,civ}}}} \geq \text{IRE}_{\text{min}} \quad 1.1$$

$$\text{LT} = \frac{E_{\text{th}}}{E_{\text{el}} + E_{\text{th}}} \geq \text{LT}_{\text{min}} \quad 1.2$$

dove :

- E_{el} è l'energia elettrica netta generata dall'impianto di cogenerazione mentre $E_{\text{th,civ}}$ e $E_{\text{th,ind}}$ rappresentano le quote di energia termica impiegate rispettivamente nel settore civile nel settore industriale;

- E_{fuel} rappresenta l'energia primaria riferita al potere calorifico inferiore del combustibile consumato dall'impianto di cogenerazione per la produzione combinata delle stessa quantità di elettricità E_{el} e di calore $E_{\text{th,civ}} + E_{\text{th,ind}}$;
- $\eta_{\text{el,s}}$ è il rendimento elettrico di riferimento per la generazione elettrica separata, $\eta_{\text{th,s,civ}}$ è il rendimento termico di riferimento per la generazione termica separata relativo ad impieghi civili, $\eta_{\text{th,s,ind}}$ il rendimento termico di riferimento, ma rispetto ad impieghi industriali;
- p è un coefficiente correttivo che tiene conto delle minori perdite sulla rete di trasmissione solitamente associate agli impianti di cogenerazione;

L'indice IRE rappresenta il rapporto tra il risparmio di energia primaria conseguito dall'impianto di cogenerazione (rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e calore) e l'energia primaria richiesta dalla produzione separata.

Le grandezze E_{el} , $E_{\text{th,civ}}$ e $E_{\text{th,ind}}$ sono espresse in MWh ed arrotondate con criterio commerciale alla terza cifra decimale, in modo da uniformare le unità di misura e il numero di cifre significative.

Il valore del rendimento elettrico di riferimento $\eta_{\text{el,s}}$ è differenziato per classi di potenza e per tipo di combustibile utilizzato ed è rappresentato dalla miglior tecnologia disponibile in commercio. Tali valori sono riportati in Tabella 1-4, e fanno riferimento all'efficienza elettrica media annua per il periodo 2002-2005. Le fasce relative alle taglie di riferimento sono state individuate basandosi sulle tipologie impiantistiche offerte dai costruttori disponibili sul mercato.

Il parametro $\eta_{\text{th,s,civ}}$ è posto pari a 0.8, valore rappresentativo dell'efficienza termica media annua delle caldaie di piccole dimensioni per usi civili, mentre il parametro $\eta_{\text{th,s,ind}}$ è pari a 0.9, valore rappresentativo dell'efficienza termica media annua delle caldaie di medio - grandi dimensioni per usi industriali.

Affinché una produzione combinata di energia elettrica e calore possa essere riconosciuta come cogenerazione si deve avere che:

$$\text{IRE} \geq \text{IRE}_{\min} \text{ e } \text{LT} \geq \text{LT}_{\min}$$

1.3

Taglia di riferimento in MW _{el} ai fini della determinazione del parametro $\eta_{\text{el,s}}$	Gas naturale, Gpl. e gasolio	Olio combustibile nafta	Combustibili solidi fossili, coke di petrolio orimulsion	Rifiuti organici inorganici e biomasse
$\leq 1 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.38	0.35	0.33	0.23
$> 1 - \leq 10 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.40	0.36	0.34	0.25
$> 10 - \leq 125 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.43	0.38	0.36	0.27
$> 25 - \leq 50 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.46	0.39	0.37	0.27
$> 50 - \leq 100 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.49	0.39	0.37	0.27
$> 100 - \leq 200 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.51	0.39	0.37	0.27
$> 200 - \leq 300 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.53	0.39	0.37	0.27
$> 300 - \leq 500 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.55	0.41	0.39	0.27
$> 500 \text{ MW}_{\text{el}}$	0.55	0.43	0.41	0.27

Tabella 1-4 - Rendimento elettrico di riferimento secondo la delibera AEEG 42/02

Il valore di IRE_{\min} proposto dalla Delibera 42/02 è pari a 0.1 (10%) per le sezioni di nuova realizzazione, mentre il valore minimo richiesto del limite termico è pari $\text{LT}_{\min} = 0.15$ (15%). Il criterio del limite termico è stato stabilito per assicurare che un impianto di cogenerazione, oltre a conseguire un significativo risparmio energetico, abbia effettivamente una produzione combinata di calore ed energia elettrica, evitando così soluzioni sbilanciate verso la produzione di sola energia elettrica. All'AEEG spetta l'aggiornamento periodico dei parametri IRE_{\min} , LT_{\min} , $\eta_{\text{el,s}}$, $\eta_{\text{th,s,civ}}$ e $\eta_{\text{th,s,ind}}$.

Al fine del riconoscimento della cogenerazione, per ciascun impianto esistente, tali parametri rimangono fissi per un periodo di 10 anni; completati i 10 anni, si applicano i valori aggiornati in vigore all'undicesimo anno.

La delibera 296/05 ha aggiornato i valori del rendimento elettrico di riferimento per il biennio 2006-2007, come mostrato in Tabella 1-5. Nella tabella sono state evidenziate le modifiche rispetto a quanto stabilito dalla delibera 42/02, riportando il vecchio valore di riferimento seguito da una freccia e dal nuovo valore ai sensi della delibera 296/05. I valori dei rendimenti termici netti medi annui $\eta_{\text{th,s,civ}}$ e $\eta_{\text{th,s,ind}}$, oltre che il valore del parametro IRE_{\min} , in vigore dal 1° gennaio 2006 fino al 31 dicembre 2007, si sono conservati uguali a quelli previsti dagli articoli 2 e 3 della deliberazione n. 42/02.

Taglia di riferimento in MWe _{el} ai fini della determinazione del parametro $\eta_{el,s}$	Gas naturale, Gpl, Gnl e gasolio	Olio combustibile nafta	Combustibili solidi fossili, coke di petrolio orimulsion	Rifiuti organici inorganici e biomasse	TAR di raffineria*
$\leq 1\text{MWe}$	0.38→0.40	0.35	0.33	0.23	0.35
$> 1 - \leq 10\text{ MWe}$	0.40→0.41	0.36	0.34	0.25	0.35
$> 10 - \leq 125\text{ MWe}$	0.43→0.44	0.38	0.36	0.27	0.35
$> 25 - \leq 50\text{ MWe}$	0.46→0.48	0.39	0.37	0.27→0.28	0.35
$> 50 - \leq 100\text{ MWe}$	0.49→0.50	0.39	0.37	0.27→0.28	0.35
$> 100 - \leq 200\text{ MWe}$	0.51	0.39	0.37	0.27→0.28	0.35
$> 200 - \leq 300\text{ MWe}$	0.53	0.39	0.37	0.27→0.28	0.40
$> 300 - \leq 500\text{ MWe}$	0.55	0.41	0.39	0.27→0.28	0.40
$> 500\text{ MWe}$	0.55	0.43	0.41→0.43	0.27→0.28	0.40

Tabella 1-5 - Rendimento elettrico di riferimento in funzione di fasce di potenza e di tipo di combustibile secondo la delibera AEEG 296/05

I valori del parametro LT_{min} in vigore dal 1° Gennaio 2006 fino al 31 Dicembre 2007 per le sezioni alimentate a gas naturale, GPL e gasolio, sono:

- 33.0% (0.330) per le taglie di riferimento fino a 10 MWe_{el};
- 22.0% (0.220) per le taglie di riferimento superiori a 10 MWe fino a 25 MWe_{el};
- 15.0% (0.150) per le taglie di riferimento superiori a 25 MWe_{el}, ad eccezione del periodo di avviamento, durante il quale il valore del parametro LT_{min} è pari a quello previsto dall'articolo 3, comma 3.5, della deliberazione n. 42/02.

Per tutte le altre sezioni, diverse da quelle indicate, i valori del parametro LT_{min} in vigore dall'1 gennaio 2006 fino al 31 dicembre 2007 sono pari a quelli previsti dagli articoli 2 e 3 della deliberazione n. 42/02, ivi incluso il valore previsto durante il periodo di avviamento.

La delibera 307/07 ha confermato per il triennio 2008-2010 tutti i valori di riferimento ed i valori di IRE_{min} e LT_{min} riportati nella delibera 42/02 e 296/05; l'articolo 3, comma 1, del decreto legislativo n. 20/07 (di seguito commentato) prevede che, fino al 31 dicembre 2010, la "cogenerazione ad alto rendimento" sia rispondente alla definizione di cui all'articolo 2, comma 8, del decreto legislativo n. 79/99, cioè la cogenerazione che soddisfa i requisiti definiti dall'Autorità con la deliberazione n. 42/02 e aggiornamenti. A decorrere dall'1 gennaio 2011, la "cogenerazione ad alto rendimento" è invece la cogenerazione che rispetta i requisiti previsti dall'Allegato III alla direttiva 2004/8/CE, ripresi dall'Allegato III al decreto legislativo n. 20/07 che ha recepito a livello nazionale la direttiva citata.

La Deliberazione n. 42/02 stabilisce che i produttori che intendano ottenere i benefici previsti dalla normativa vigente per la cogenerazione, dichiarino ogni anno al GSE le quantità di energia elettrica e calore prodotte durante l'anno solare precedente, e la quantità di energia primaria (combustibile) consumata per produrle. Le dichiarazioni devono essere accompagnate da informazioni tecniche riguardanti l'impianto, quali: schema di funzionamento, taglie del macchinario, metodi di misura impiegati, etc... Sulla base di tutti questi dati, il GSE verifica che, per l'anno considerato, gli indici IRE e LT siano maggiori delle rispettive soglie minime. Inoltre, per accertare la completezza e l'accuratezza delle dichiarazioni, l'Autorità, valendosi della Cassa Conguaglio per il Settore Elettrico, effettua verifiche ispettive sugli impianti, sulla base di un programma annuale.

1.2.4 La Direttiva Europea n. 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004

La direttiva 11 febbraio 2004 del Parlamento e del Consiglio Europei, n. 2004/8/CE [23], si prefigge l'obiettivo di accrescere l'efficienza energetica e migliorare la sicurezza dell'approvvigionamento creando un quadro per la promozione e lo sviluppo, nel mercato interno, della cosiddetta cogenerazione ad alto rendimento, basata sulla domanda di calore utile e sul risparmio di energia primaria, tenendo conto delle specifiche situazioni nazionali. Pertanto è fondamentale, prima di tutto, individuare cosa si intende per calore utile, essendo la direttiva basata su tale concetto. «Calore utile», secondo la direttiva medesima, è il calore prodotto in un processo di cogenerazione per soddisfare una domanda economicamente giustificabile, cioè una domanda non superiore al fabbisogno di calore e che sarebbe altrimenti soddisfatta a condizioni di mercato mediante processi di generazione di energia diversi dalla cogenerazione.

La direttiva 2004/8/CE intende altresì armonizzare, a livello europeo, la definizione e la qualificazione dei prodotti della cogenerazione. Per raggiungere i suddetti obiettivi, la direttiva medesima introduce la definizione di cogenerazione ad alto rendimento (CAR), prevedendo che gli Stati membri riconoscano ogni beneficio solo alla cogenerazione ad alto rendimento.

* Nuova voce, non presente nella Delibera 42/02.

1.2.5 Definizione di cogenerazione ad alto rendimento (CAR)

Per definire la cogenerazione ad alto rendimento, la direttiva 2004/8/CE utilizza un criterio basato sull'indice PES.

Analogamente all'IRE, il PES indica il risparmio di energia primaria conseguente l'adozione di un impianto di cogenerazione, rispetto ad un impianto tradizionale per la produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica. In condizioni nominali di funzionamento, esso può equivalentemente essere espresso in funzione delle efficienze elettriche e termiche dell'impianto.

$$PES = 1 - \frac{E_{fuel}}{\frac{E_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{E_{th}}{\eta_{th,s}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,s}}} \quad 1.4$$

I termini $\eta_{th,s}$ e $\eta_{el,s}$ rappresentano i rendimenti termico ed elettrico di riferimento per la produzione separata, e non in assetto cogenerativo. I valori da assumere per tali rendimenti sono indicati nella Decisione della Commissione Europea 2007/74/CE del 21 Dicembre 2006 [24].

Nelle more delle indicazioni fornite dalla 2004/8/CE, si definisce cogenerazione ad alto rendimento:

- la produzione combinata di energia elettrica e calore che fornisce un risparmio di energia primaria, pari almeno al 10%, rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e di calore; ovvero si deve avere $PES > 10\%$;
- la produzione combinata di energia elettrica e calore mediante unità di piccola cogenerazione e di micro-cogenerazione (cioè di potenza rispettivamente inferiore a 1 MW e inferiore a 50 kW) che forniscono un risparmio di energia primaria (ovvero basta che si abbia $PES > 0$).

La Direttiva EU 2004/8/CE è stata recepita in Italia dal D.Lgs 8 febbraio 2007, n. 20, di seguito presentato.

1.2.6 Decreto Legislativo dell'8 febbraio 2007, n. 20

Il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 attua la direttiva 2004/8/CE prevedendo che, fino al 31 dicembre 2010, la condizione di cogenerazione ad alto rendimento corrisponda alla cogenerazione di cui alla definizione di cui all'articolo 2, comma 8, del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79 cioè la cogenerazione che soddisfa i requisiti definiti dall'Autorità con la sopra richiamata Deliberazione n. 42/02.

A decorrere dall'1 gennaio 2011, la cogenerazione ad alto rendimento è invece la cogenerazione che rispetta i requisiti previsti dalla direttiva 2004/8/CE, ripresi dal Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20. Si dovrà avere pertanto affinché si abbia CAR:

- Per la piccola e micro cogenerazione ($P_{el} < 1 \text{ MW}_{el}$): $PES > 0$;
- Per gli altri impianti a cogenerazione ($P_{el} > 1 \text{ MW}_{el}$): $PES > 10\%$

Si noti, tuttavia, che devono essere ancora definite le metodologie applicative dei citati criteri definiti nella direttiva 2004/8/CE.

1.2.7 Decreto Ministeriale del 4 Agosto 2011

Le metodologie applicative previste dal Dlgs 20/2007 sono contenute nel Dm 4 agosto 2011, entrato in vigore il 19 settembre 2011. Il Decreto ripresenta il concetto di cogenerazione e di cogenerazione ad alto rendimento, fornendo gli elementi che impedivano agli operatori di calcolare i nuovi parametri posti dall'Unione Europea.

In particolare, ribadisce che un impianto cogenerativo deve essere valutato singolarmente. Come già osservato dal GSE, i cosiddetti "confini di sistema" non devono includere altri sistemi o altre apparecchiature se non l'unità cogenerativa. I "confini di sistema" devono essere stabiliti in maniera univoca, definendo i limiti del processo di cogenerazione stesso, dividendo l'unità di generazione dall'area di consumo, anche se in pratica queste possono coincidere in un medesimo sito. Sono ad esempio escluse caldaie non direttamente impegnate nel processo di cogenerazione, anche se presenti nella struttura che ospita l'impianto.

Le procedure operative di calcolo sono contenute nelle "Linee guida per la cogenerazione ad alto rendimento" pubblicate dal Ministero dello Sviluppo Economico nel gennaio 2012 [25].

1.2.8 Benefici riconosciuti alla CAR

Gli impianti riconosciuti come di cogenerazione ad alto rendimento, godono di particolari benefici, fra cui:

- l'esonero dall'obbligo di acquisto dei certificati verdi previsto per i produttori e gli importatori di energia elettrica con produzioni e importazioni annue da fonti non rinnovabili eccedenti i 100 GWh (art. 11, commi 1, 2 e 3 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- la precedenza, nell'ambito del dispacciamento, dell'energia elettrica prodotta da cogenerazione rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4, del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- la possibilità per gli impianti di cogenerazione abbinata al teleriscaldamento di accedere, solo transitoriamente e a determinate condizioni, ai certificati verdi, così come previsto dal comma 71 della legge n. 239/04, per i soli impianti che rispettano le condizioni previste dall'art. 14 del Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20;
- la possibilità di ottenere, nel caso in cui l'impianto sia realizzato da società di servizi energetici, da distributori di energia elettrica e gas o da soggetti che abbiano provveduto alla nomina del responsabile per la conservazione e l'uso razionale dell'energia, i titoli di efficienza energetica (certificati bianchi) di cui ai Decreti 20 luglio 2004 del Ministero delle Attività Produttive, di concerto con il Ministro dell'Ambiente e della Tutela del Territorio;
- agevolazioni fiscali sull'accisa del gas metano utilizzato per la cogenerazione (Decreto Legislativo n. 504/95 aggiornato dal Decreto Legislativo 2 febbraio 2007, n. 26);
- la possibilità di accedere al servizio di scambio sul posto dell'energia elettrica prodotta da impianti di cogenerazione ad alto rendimento con potenza nominale fino a 200 kW_{el} (Deliberazione dell'Autorità del 3 giugno 2008 – ARG/elt 74/08);
- la possibilità di applicare condizioni tecnico-economiche per la connessione semplificate, come definite dall'Autorità con la Deliberazione n. ARG/elt 99/08;
- procedure amministrative semplificate per l'autorizzazione alla costruzione e alla gestione degli impianti di cogenerazione, con particolare riferimento alle unità di piccola e di micro-cogenerazione (legge 23/07/2009, n. 99).

Per quanto concerne le autorizzazioni di tali impianti, si ha che per gli impianti di cogenerazione alimentati da fonti rinnovabili di potenza qualsiasi, l'articolo 12 del decreto legislativo n. 387/03 [26] prevede un'autorizzazione unica, rilasciata dalla regione o altro soggetto istituzionale delegato, a seguito di un procedimento unico al quale partecipano tutte le amministrazioni interessate (conferenza di servizi). Per impianti alimentati a gasolio (con potenza termica del combustibile inferiore a 1 MW), o a metano (con potenza termica del combustibile inferiore a 3 MW) è sufficiente far pervenire una comunicazione alla Provincia. Inoltre, se la potenza elettrica installata è superiore 25 kW occorre presentare la pratica di prevenzione incendi al comando provinciale dei Vigili del Fuoco.

Gli impianti di cogenerazione di potenza superiore ai 20 kW devono essere denunciati all'UTF come previsto dal decreto legislativo 504/95 (testo unico sulle accise) [27].

1.2.9 Regime di valorizzazione dell'energia elettrica

Secondo la delibera AEEG n. 34/05 e successive modifiche è stabilito che per impianti di cogenerazione di potenza inferiore ai 10 MVA, che soddisfano la definizione di cogenerazione come da delibera n. 42/02 e successive modifiche, il gestore della rete ritira l'energia elettrica prodotta in eccesso ed immessa in rete, ad un prezzo per fasce orarie stabilito dall'Acquirente Unico e aggiornato mensilmente [28] (tale prezzo è corrispondente al prezzo di cessione dall'Acquirente Unico alle imprese distributrici per la vendita al mercato vincolato). Per l'acquisto dell'energia elettrica mancante è possibile stipulare con un distributore un contratto di tipo vincolato o un contratto bilaterale con un produttore od un consorzio per la vendita di energia.

Nel caso di impianti connessi in media tensione (MT) o bassa tensione (BT) in aggiunta al prezzo di vendita si aggiunge la componente CTR (corrispettivo utilizzato per la regolazione economica dell'erogazione del servizio di trasmissione alle imprese distributrici) applicata all'energia immessa in rete, che tiene conto dei costi di trasporto evitati sulle linee di alta tensione. La componente CTR per il periodo 2008-2011 è stata fissata pari a 0.00326 €/kWh [29] a prescindere dalle fasce orarie. Tale corrispettivo è applicato all'energia elettrica immessa in rete aumentata di un fattore percentuale per tener conto delle perdite di energia elettrica sulle reti di distribuzione, pari a 4.2% per la media tensione e 9.9% per la bassa tensione [30]. Si noti che, per un impianto collegato in media o bassa tensione, come è tipico per la GD, il trasporto dell'energia elettrica rappresenta complessivamente un ricavo, anziché un costo.

Dal punto di vista degli oneri, per un impianto di cogenerazione è previsto il pagamento a Terna di un corrispettivo per il servizio di trasporto (BT e MT) per ogni kWh immesso in rete. Per il periodo 2008-2011 il valore di tale componente è fissato 0.0256 centesimi di euro a kWh [31], indipendentemente dalle fasce orarie [24]. All'impianto di cogenerazione sono associati inoltre gli oneri del servizio di dispacciamento (relativamente all'energia immessa in rete),

ed in particolare il corrispettivo a copertura del meccanismo di compensazione CCT. Il valore medio annuo del termine CCT per il nord Italia è di circa 2 €/MWh [32].

Una seconda possibilità per la valorizzazione dell'energia elettrica, specifica per la cogenerazione di piccola taglia, è lo scambio sul posto. Il decreto 20/07 prevede infatti, a partire dal 1° gennaio 2009, il servizio di scambio sul posto per l'elettricità prodotta da impianti di cogenerazione ad alto rendimento con potenza nominale non superiore ai 200 kW_{el}. Le modalità e le condizioni tecnico economiche regolatorie di tale modalità sono state fissate dalla delibera ARG/elt n.74 del 2008 (testo integrato TISP). Secondo la presente delibera, la compensazione tra quanto immesso e quanto prelevato dalla rete è eseguita su base economica e non su base energetica, in base al prezzo zonale orario, ossia il prezzo di cui all'articolo 30, comma 30.4, lettera b), dell'allegato alla deliberazione n. 111/06. L'applicazione dello scambio sul posto consente all'utente di utilizzare i servizi di rete per "immagazzinare" l'energia elettrica immessa quando non vi è istantaneo autoconsumo e di riprelevarla dalla rete quando richiesto, con bilancio economico dei flussi di immissione e prelievo dalla rete.

1.3 Il Progetto EcoEner.Lab del Politecnico di Torino

1.3.1 Obiettivi

La crescente attenzione del mondo politico verso le tematiche riguardanti il risparmio energetico e l'efficienza delle conversioni energetiche, ha indotto anche gli enti di ricerca internazionali a destinare, negli ultimi anni, sempre maggiori risorse allo studio e all'analisi di sistemi energetici innovativi.

In questo ambito, il Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino ha fatto nascere un'iniziativa dal nome EcoEner.Lab. Si tratta di un laboratorio, finanziato dalla Regione Piemonte, volto ad approfondire la ricerca scientifica sulla trigenerazione di piccola taglia. E' stato infatti realizzato un laboratorio sperimentale finalizzato allo studio di sistemi energetici innovativi di piccola taglia, all'analisi delle problematiche di funzionamento anche in transitorio di tali sistemi, all'integrazione degli stessi negli edifici che andranno a servire, e all'analisi delle problematiche di integrazione dei sistemi di generazione elettrica con reti di distribuzione o con micro-reti locali in bassa tensione.

Il laboratorio EcoEner.Lab ospita due impianti di trigenerazione, in locali interni al Politecnico, e nelle nuove aree del Progetto "Cittadella Politecnica". Nella sezione successiva ne verrà fornita una rapida descrizione.

1.3.2 Impianti

Nella fase iniziale del progetto EcoEner.Lab è stato installato un primo nucleo di sistemi per la generazione distribuita di piccola taglia (circa 200 kW elettrici) composto da due impianti trigenerativi, uno con microturbina a gas e uno con motore alternativo. L'impianto a microturbina è dotato anche di un gruppo ad assorbimento per la produzione di acqua refrigerata mentre l'impianto a motore alternativo è accoppiato ad un gruppo "liquid desiccant cooling" per la produzione di aria deumidificata e refrigerata. Tale ultimo impianto risulta particolarmente innovativo; vi sono infatti in letteratura applicazioni simili, in cui ad esempio il calore prodotto mediante sistemi solari termici viene impiegato in impianti con assorbitori o desiccant liquidi [32-34], oppure applicazioni ibride con compresenza di sistemi desiccant e sistemi tradizionali a compressione di vapori [35, 36], oppure ancora cogeneratori con motore a combustione interna accoppiati a desiccant solidi [37]. Altri studi sono stati effettuati su sistemi desiccant liquidi ma con soluzione a cloruro di calcio [38], o su sistemi solidi rigenerati con energia solare [39, 40].

Per quanto concerne l'impianto di microturbina a gas accoppiata ad un assorbitore a bromuro di litio, sono già presenti alcune analisi energetiche basate su dati sperimentali, come ad esempio in [41] e [42].

Nel corso del 2011, è stato posato un ramo di piping che consente l'alimentazione diretta del desiccant cooling system da parte della microturbina. Quest'opera è stata realizzata per poter eseguire un'attività di sperimentazione, caratterizzazione e simulazione di tale sistema. Infatti, in letteratura, non risulta presente una caratterizzazione completa di tali tipologie impiantistiche.

Nell'ambito delle attività relative al progetto EcoEner.Lab, si è inoltre provveduto a rendere compatibili i locali tecnici del Politecnico di Torino, che ospitano detti impianti, con l'attività di sperimentazione. Infatti entrambi gli impianti sono stati dotati di opportuna strumentazione per la misura delle caratteristiche di funzionamento, in termini di efficienza dei singoli componenti, di emissioni e di qualità dell'energia elettrica generata. Essi inoltre, sono stati collegati con la rete di distribuzione dell'acqua calda del Politecnico e con la rete di distribuzione dell'acqua e dell'aria refrigerata per il condizionamento degli ambienti. Dal punto di vista elettrico essi sono stati collegati alla rete; per quanto concerne l'impianto motore a combustione interna e desiccant cooler, è prevista anche la possibilità di funzionamento in isola.

2. Sistemi di trigenerazione oggetto di studio

Nel seguente capitolo sarà presentata una descrizione di dettaglio delle due configurazioni impiantistiche che utilizzano la microturbina a gas come motore primo. Verranno cioè illustrati i sistemi di trigenerazione in cui la turbomacchina è accoppiata al desiccant cooling system ed all'assorbitore a bromuro di litio.

Oltre ai diversi componenti, saranno descritti i sistemi di misura utilizzati per la sperimentazione e verrà trattata la metodologia di acquisizione ed elaborazione dei dati sperimentali.

2.1 Descrizione degli impianti

Ciascun componente impiantistico è descritto e caratterizzato attraverso gli schemi funzionali e i principali dati di funzionamento nelle condizioni nominali.

2.1.1 Microturbina a gas

Il motore primo è composto da un compressore centrifugo accoppiato con una turbina centripeta, entrambi monostadio e calettati sullo stesso albero. L'aria elaborata dal compressore è preriscaldata dai fumi esausti prima di entrare in camera di combustione, attraverso uno scambiatore a piastre alettate denominato rigeneratore. Il ciclo termodinamico è pertanto un ciclo Joule-Bryton rigenerativo.

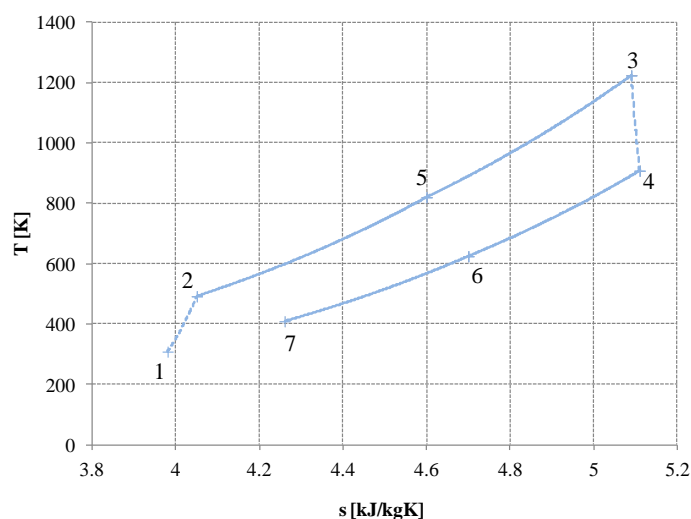


Figura 2-1- Diagramma T-s di un ciclo Joule rigenerativo

L'albero del turbo-gruppo è direttamente accoppiato ad un generatore asincrono trifase a magneti permanenti a 4 poli. Vista la elevata velocità di lavoro della macchina, pari a 68000 rpm, è presente, a valle del generatore elettrico, un sistema elettronico di conversione statica della potenza, per garantire la compatibilità della frequenza della macchina con quella della rete.

Solo una parte del calore dei fumi esausti in uscita dalla turbina è ceduto all'aria compressa attraverso il rigeneratore, mentre una quota rimanente è recuperata attraverso uno scambiatore fumi-acqua. In Figura 2-2 è mostrato uno schema dell'impianto.

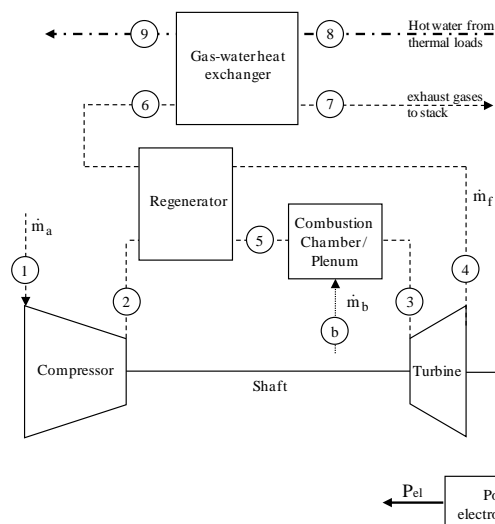


Figura 2-2 - Schema della microturbina a gas, con indicazione dei capisaldi del ciclo

Da datasheet, la potenza elettrica netta nominale generata dal sistema CHP è pari a 100 kW_{el}, a cui corrisponde una potenza termica nominale recuperabile dai fumi pari a circa 170 kW_{th}. Nella tabella seguente sono riassunti i dati nominali del sistema CHP.

Tabella 2-1 - Dati nominali della microturbina Elliott TA 100-R

Marca e modello	Elliott Energy Systems - TA100R
Potenza nominale in ingresso	345 kW
Potenza elettrica lorda	105 kW _{el}
Potenza elettrica netta	100 kW _{el}
Potenza termica recuperabile	170 kW _{th}
Velocità di lavoro	68000 rpm
Elettronica di potenza	Convertitore AC/DC - DC/AC
Combustibile	Gas naturale
Pressione di alimentazione del gas	0.02 bar
Pressione del gas in camera di combustione	~ 5 bar



Figura 2-3 - Foto della microturbina installata presso l'EcoEner.Lab del Politecnico di Torino

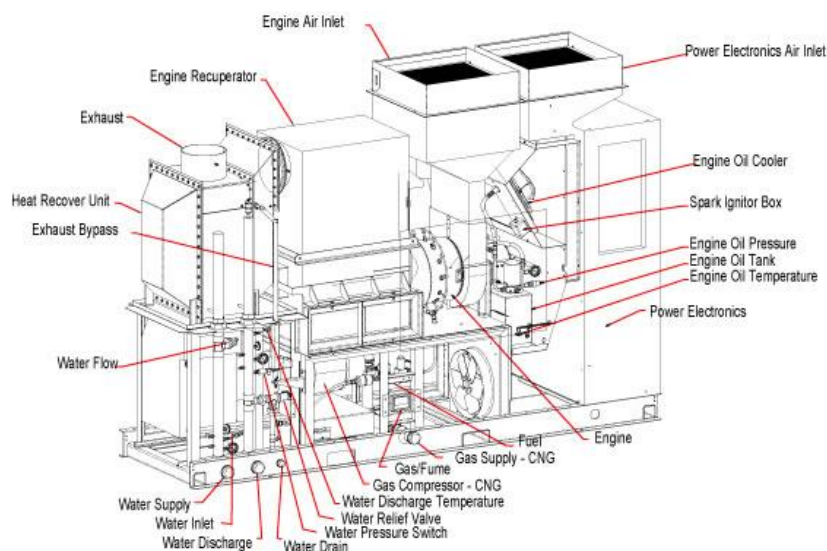


Figura 2-4 - Schema di dettaglio della microturbina, con indicazione dei componenti

Di seguito sono presentati gli andamenti nominali delle efficienze (elettrica e totale) e del consumo di combustibile in funzione della potenza elettrica netta generata e gli andamenti delle efficienze e delle potenze elettrica e termica nette in funzione della temperatura ambiente. Le prestazioni indicate sono riferite alle condizioni ISO e non vi sono perdite di carico sulla presa dell'aria e sull'espulsione dei fumi. Il calcolo della potenza termica è riferito ad una portata d'acqua in ingresso di 3.6 kg/s a 50°C.

Tali dati sono relativi alle schede tecniche fornite dal costruttore.

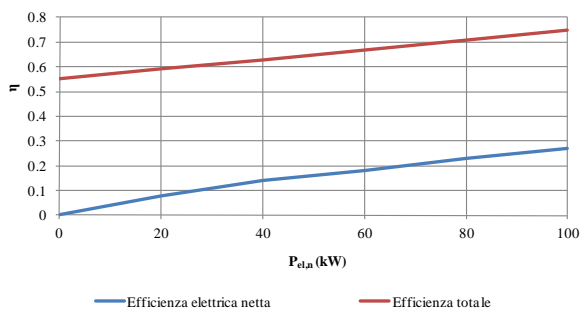


Figura 2-5 - Andamento delle efficienze elettrica e termica al variare della potenza elettrica netta generata

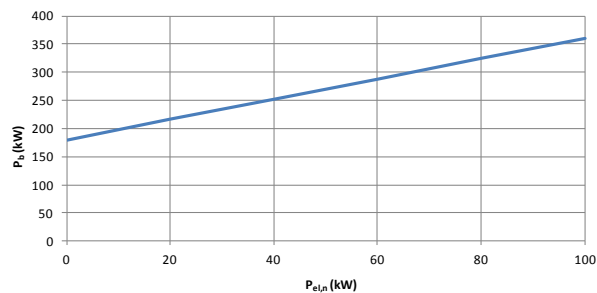


Figura 2-6 - Andamento del consumo di combustibile al variare della potenza elettrica netta generata

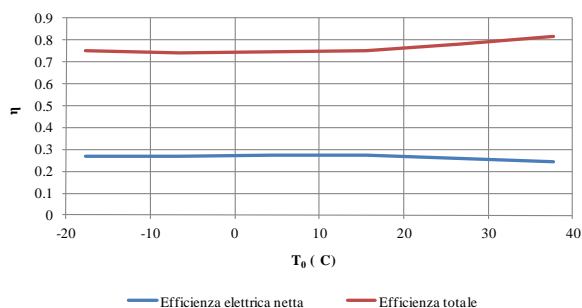


Figura 2-7 - Andamento delle efficienze al variare della temperatura ambiente

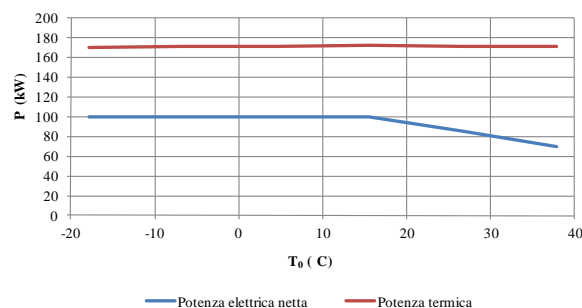


Figura 2-8 - Andamento delle potenze al variare della temperatura ambiente

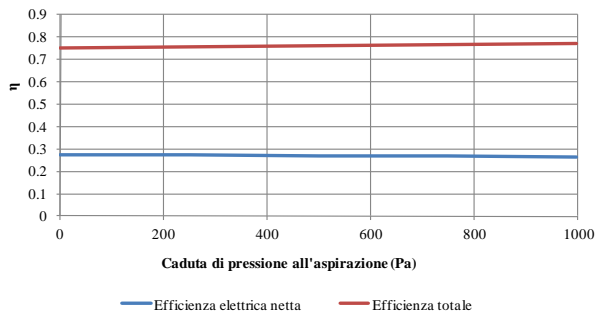


Figura 2-9 - Andamento delle efficienze al variare della caduta di pressione all'aspirazione

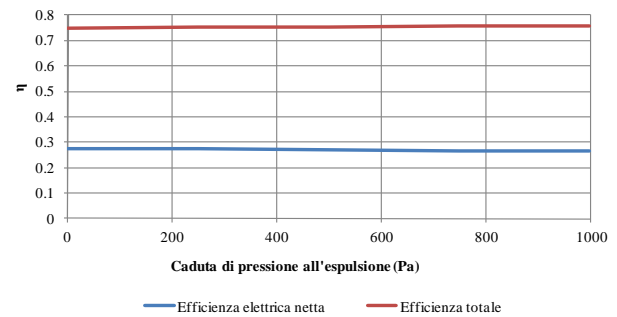


Figura 2-10 - Andamento delle efficienze al variare della caduta di pressione all'espulsione

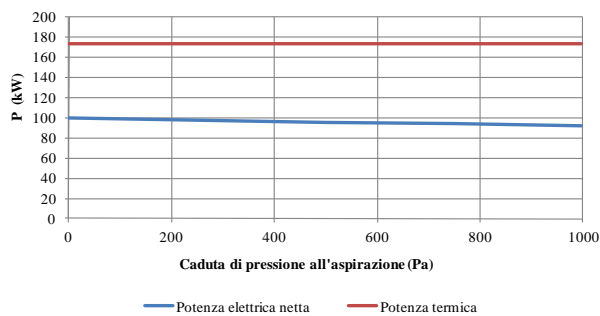


Figura 2-11 - Andamento delle potenze al variare della caduta di pressione all'aspirazione

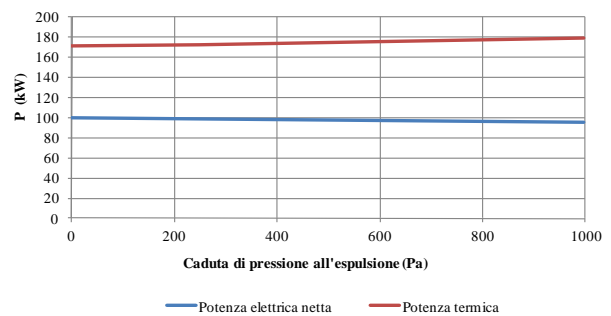


Figura 2-12 - Andamento delle potenze al variare della caduta di pressione all'espulsione

Di seguito è riportato il grafico con l'andamento della potenza elettrica in funzione della pressione e della temperatura ambiente. In tale grafico è anche presente l'andamento della potenza minima di fabbrica e della potenza minima sul campo, ricavabili da datasheet.

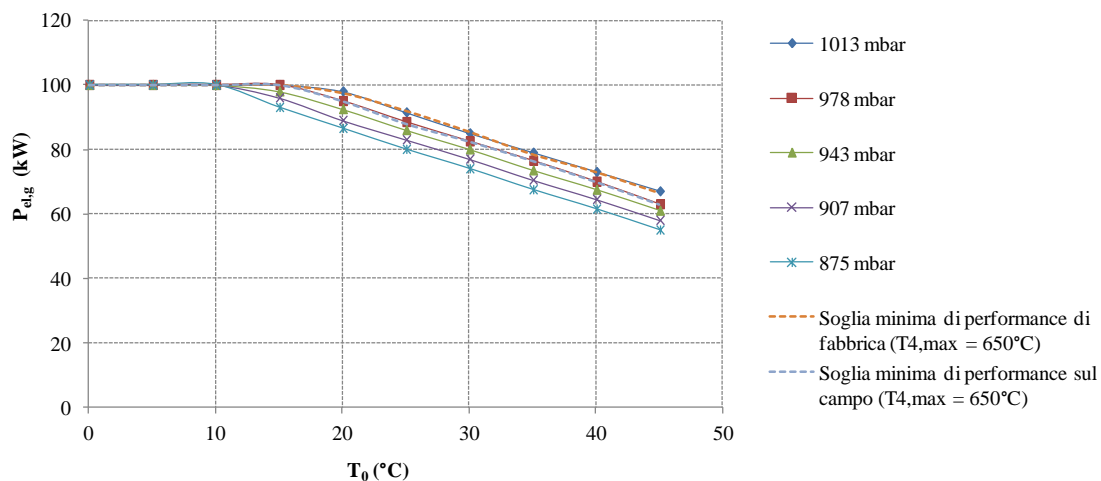


Figura 2-13 - Andamento della potenza elettrica lorda in funzione della temperatura ambiente, a differenti pressioni ambiente. Sono riportati anche i valori minimi di collaudo ottenuti con una temperatura $T_{4,max}$ di 650°C.

2.1.2 Assorbitore a bromuro di litio

Il principio fisico su cui si basano le macchine ad assorbimento può essere rappresentato analizzando lo schema di Figura 2-14. Si supponga di avere un recipiente chiuso attraversato da apposite tubazioni entro le quali viene fatta

circolare l'acqua che si intende raffreddare. Nel recipiente viene quindi introdotto del silicagel, ovvero un materiale assorbente. Tramite un processo di evacuazione si estrae l'aria dal recipiente fino ad ottenere al suo interno una pressione approssimativa di 6,5 mmHg. Si immagina quindi di far cadere dell'acqua sui tubi interni al recipiente (evaporatore). A causa della bassa pressione cui si trova, questa evaporerà (la tensione di vapore dell'acqua diviene 6.5 mmHg ad una temperatura di circa 5°C), sottraendo all'acqua che scorre nei tubi il calore latente di vaporizzazione attraverso lo scambio termico con le tubazioni. Il vapore refrigerante a questo punto viene assorbito immediatamente dal silicagel, consentendo così il mantenimento del vuoto all'interno del recipiente. Quando il silicagel raggiunge il limite massimo di assorbimento, non è più in grado di mantenere il vuoto nel recipiente e il sistema non è più in grado di continuare a produrre l'effetto frigorifero. Per ovviare però a tale vincolo e poter quindi avere continuità nella produzione dell'effetto frigorifero, al posto dell'assorbente solido, si può utilizzare un liquido assorbente facilmente elaborabile come la soluzione di bromuro di litio (liquido assorbente). Questo caso è mostrato in Figura 2-15.

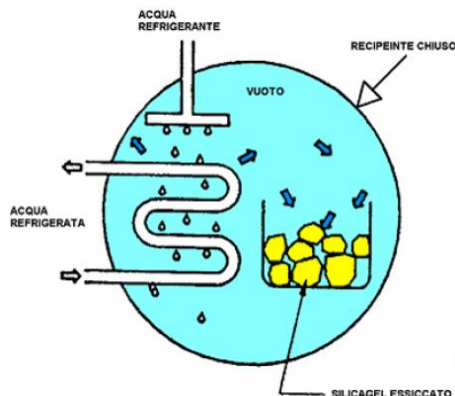


Figura 2-14 - Assorbimento dei vapori del refrigerante con silicagel

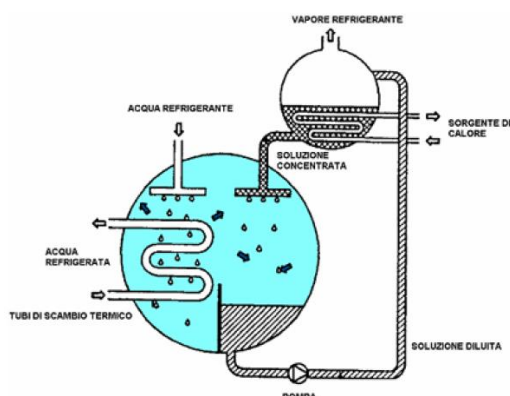


Figura 2-15 - Assorbimento dei vapori del refrigerante con soluzione di LiBr

La soluzione di bromuro di litio viene fatta precipitare all'interno del recipiente in modo che possa assorbire il vapore acqueo refrigerante. Durante tale processo, l'assorbente (soluzione di LiBr) è diluito, diminuendo così progressivamente la capacità di assorbimento del vapore e la produzione di acqua refrigerata. Per tale motivo si rende necessario ripristinare la concentrazione originaria della soluzione, prima che questa venga nuovamente introdotta nella sezione assorbitore. Il ripristino della concentrazione nominale della soluzione è ottenuto mediante un processo di distillazione in un generatore di alta temperatura, in cui essa è riscaldata mediante una sorgente di calore esterna (fiamma diretta, vapore o acqua calda). Il calore somministrato permette alla soluzione diluita di rilasciare il refrigerante assorbito (vapor d'acqua), e quindi riacquisire la concentrazione originaria. Il vapore refrigerante, rilasciato dalla soluzione durante il riscaldamento, è a sua volta raffreddato in uno scambiatore separato dove viene fatto condensare (condensatore). Tornato così nuovamente allo stato liquido, il refrigerante può nuovamente essere spruzzato sui tubi dell'acqua da refrigerare nel recipiente sottovuoto (evaporatore), consentendo così la ripetizione del ciclo. In Figura 2-16 si riporta il ciclo di funzionamento completo di un assorbitore a singolo effetto.

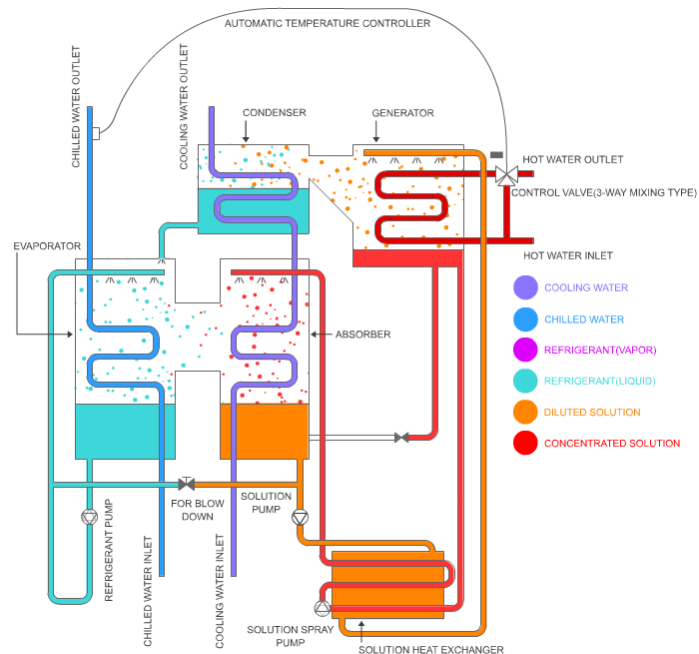


Figura 2-16 - Ciclo di funzionamento completo di un assorbitore a singolo effetto

L'acqua di raffreddamento è fatta circolare attraverso la sezione assorbente (assorbitore) e quella condensante (condensatore). Nel condensatore il vapore refrigerante, proveniente dal generatore, si raffredda e condensa mediante sottrazione di calore, che viene smaltito con l'acqua di raffreddamento. Il fluido condensato precipita nell'evaporatore, raffreddando l'acqua dell'utenza frigorifera. Nell'assorbitore, durante il processo di assorbimento, l'acqua di raffreddamento sottrae il calore latente di vaporizzazione e il calore di diluizione. Il generatore di alta temperatura somministrando calore riscalda la soluzione diluita che rilasciando il vapore refrigerante aumenta nuovamente la sua concentrazione.

Si riportano in Figura 2-17 ed in Tabella 2-2, rispettivamente, uno schema e le principali caratteristiche nominali del gruppo ad assorbimento.

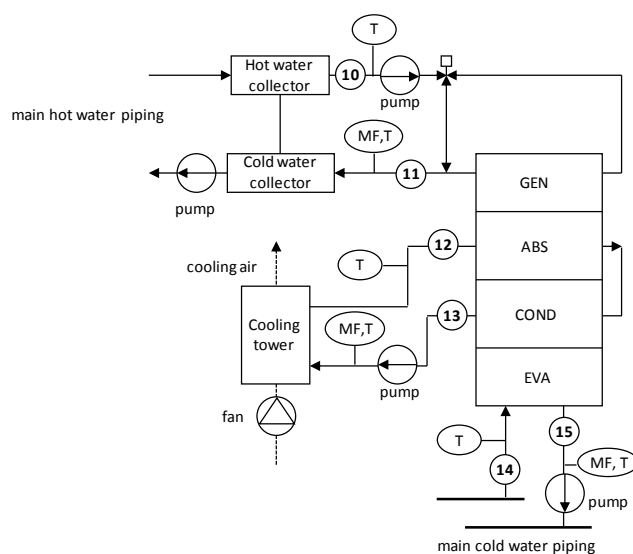
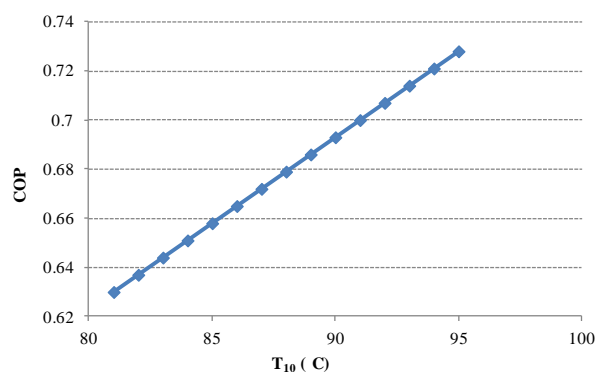


Figura 2-17 - Schema dell'assorbitore di calore, con indicazione dei capisaldi del ciclo e del sistema di misura

Costruttore e modello	Century AR-D30L2
Refrigerante	Acqua
Assorbente	Soluzione di LiBr (53% in peso)
Potenza termica fredda generata	98 kWc
Portata acqua fredda	16.9 m3/ora
Temperatura ingresso/uscita acqua refrigerata	12 – 7°C
Temperatura acqua raffrescata (circuiti di torre)	30.0 – 35.0 °C
Portata acqua di torre	11 lt/s
Range di funzionamento acqua calda	95.0 – 80.0 °C
Portata acqua calda in ingresso	7.8 m3/h
Assorbimento pompa soluzione LiBr	0.55 kWel
Assorbimento pompa circolazione refrigerante (acqua)	0.20 kWel
Assorbimento pompa del vuoto nell'evaporatore	0.40 kWel
Assorbimento torre evaporativa	2.2 kWel
Peso netto / in ordine di marcia	3200 / 3300 kg
Dimensioni (L/W/H)	1816/1849/1858 mm

Tabella 2-2 - Dati tecnici di targa dell'assorbitore a bromuro di litio

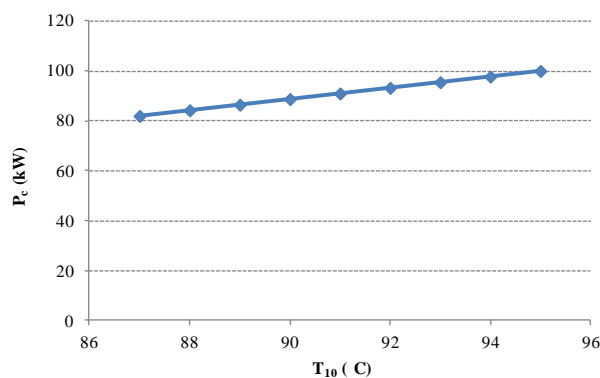
Le figure seguenti mostrano le performance caratteristiche dell'assorbitore, al variare della temperatura acqua calda e acqua di condensazione in ingresso. Tutti gli andamenti riportati sono forniti dal produttore.



Condizioni di riferimento:

Temperatura acqua refrigerata in ingresso: 7 °C

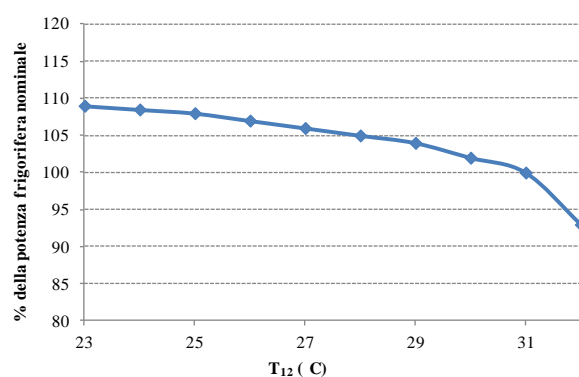
Temperatura acqua di condensazione in ingresso: 31°C



Condizioni di riferimento:

Temperatura acqua refrigerata in ingresso: 8 °C

Temperatura acqua di condensazione in ingresso: 32°C



Condizioni di riferimento:

Temperatura acqua refrigerata in ingresso: 8°C

Temperatura in/out dell'acqua calda: 95/80 °C

Figura 2-18 - Prestazioni nominali dell'assorbitore fornite dal costruttore

Si riporta in Figura 2-19 lo schema con gli ingombri dell'assorbitore.

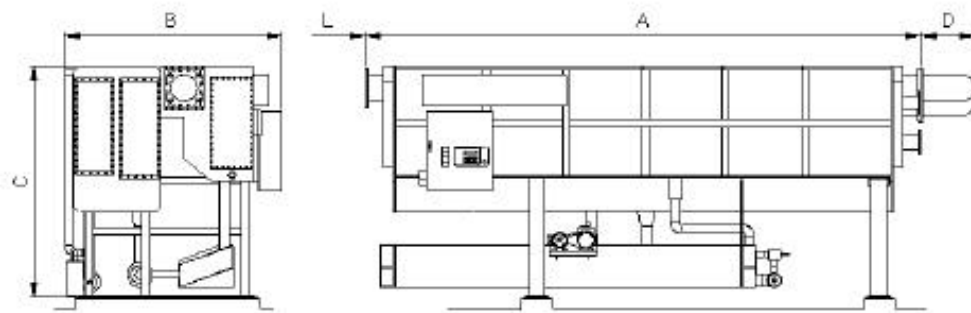


Figura 2-19 - Ingombri dell'assorbitore Century AR-D30L2

Dove:

A: 1816 mm

B: 1849 mm

C: 1858 mm

L: 1300 mm (spazio necessario per la rimozione del tubo)

Le figure seguenti mostrano il gruppo ad assorbimento ed un particolare della valvola di regolazione a tre vie.



Figura 2-20 - Assorbitore di calore: piping di collegamento



Figura 2-21 - Particolare della valvola di regolazione a tre vie dell'assorbitore

2.1.3 Impianto liquid desiccant cooler

Un'unità liquid desiccant è una macchina all'interno della quale viene operata la deumidificazione di una corrente d'aria, definita di processo, attraverso l'assorbimento dell'umidità in essa presente ad opera di una soluzione acquosa di cloruro di litio, utilizzata come fluido di lavoro.

La capacità del LiCl di attrarre il vapore acqueo presente nell'aria è legata alla differenza fra la tensione di vapore dell'acqua nella soluzione $H_2O/LiCl$, e la pressione parziale del vapore acqueo nell'aria che entra in contatto con la soluzione stessa [43, 44]. Quando infatti la tensione di vapore del solvente (acqua) nel soluto non volatile è minore di quella dell'aria, la soluzione attrae l'umidità. Viceversa, la soluzione rilascia l'acqua in essa contenuta.

Questo tipo di sistemi appartiene alla categoria delle cosiddette Thermally Activated Technologies (TAT). Affinché la deumidificazione possa avvenire, si costruisce la macchina realizzando due sezioni separate e simmetriche; una sezione, appunto, di processo, e una di rigenerazione termica. Nella sezione di processo, sede dell'effetto deumidificante, si ha che l'aria da trattare e la soluzione di LiCl sono dapprima raffreddate, all'interno di due scambiatori dedicati, in cui il fluido freddo è rappresentato dall'acqua del circuito di torre. In tal modo, l'aria esterna può liberarsi dell'umidità in essa contenuta, rilasciandola nella soluzione, che tende pertanto a diluirsi. Per tale ragione, è necessario asportare da essa l'acqua in eccesso, ripristinandone la concentrazione al valore nominale (40% in massa).

Questo secondo processo avviene all'interno della sezione di rigenerazione delle unità desiccant, grazie ad un'ulteriore corrente d'aria esterna, di portata eguale a quella di processo; affinché si abbiano le tensioni di vapore adatte al trasferimento di umidità da soluzione a corrente di rigenerazione, questa volta la soluzione deve essere riscaldata, attraverso due scambiatori dedicati. In questo caso, il fluido caldo è rappresentato dal calore recuperato dal cogeneratore. L'energia frigorifera che la macchina richiede (fornita dall'acqua di torre) è proporzionale alla massa di soluzione presente, e alla differenza fra la sua temperatura dopo la rigenerazione, e la più bassa temperatura che permette alla soluzione stessa di poter rimuovere nuovamente l'acqua dalla corrente. L'energia di rigenerazione è invece uguale principalmente alla somma di due contributi: il calore necessario a portare la soluzione ad una temperatura tale per cui la sua tensione di vapore superficiale sia maggiore di quella della corrente d'aria esterna, e il calore necessario a vaporizzare l'acqua contenuta nella soluzione (circa 2465 kJ/kg).

Uno schema semplificato del funzionamento di un'unità a desiccant liquido è riportato in Figura 2-22. Si nota come la struttura della macchina sia, come detto, simmetrica e caratterizzata dal lato di processo (a destra), e da quello di rigenerazione (a sinistra).

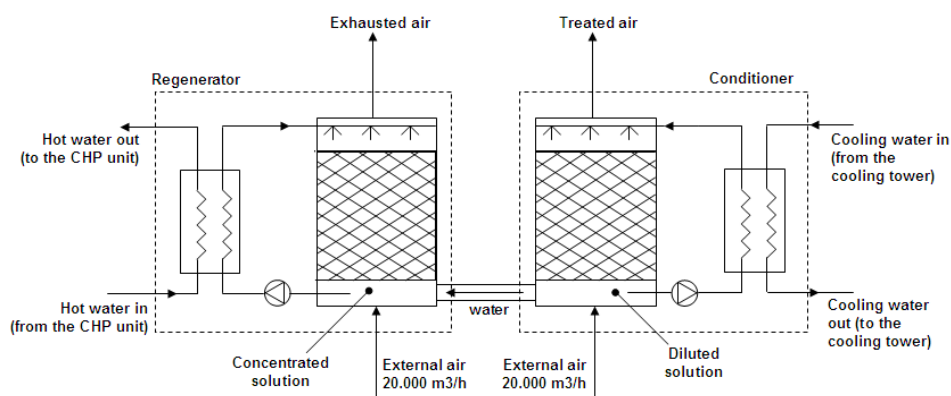


Figura 2-22 - Schema semplificato del funzionamento di una unità liquid desiccant

Il ventilatore dell'aria di processo aspira la portata d'aria da trattare e la invia verso gli scambiatori in cui scorre l'acqua di torre. Lo scambiatore di dimensioni maggiori permette il raffreddamento della soluzione, prima che essa venga spruzzata sul pacco di cellulosa corrugata con struttura a nido d'ape (honeycomb media) grazie ad un'apposita pompa. La corrente di processo fluisce quindi attraverso il pacco completamente bagnato, e l'umidità in essa contenuta viene così assorbita dalla soluzione. Il liquid gateway, che mette in comunicazione il lato di processo e quello di rigenerazione, fa sì che, per il principio dei vasi comunicanti, l'acqua in eccesso presente nella soluzione diluita fluisca verso il rigeneratore, dove è fatta evaporare nella corrente di rigenerazione. Complessivamente, quindi, un'unità desiccant si compone di:

- un ventilatore di processo;
- un ventilatore di rigenerazione;
- una pompa per la circolazione della soluzione nel lato di processo;
- una pompa per la circolazione della soluzione nel lato di rigenerazione;
- un liquid gateway per il trasferimento dell'acqua dal lato di processo a quello di rigenerazione.

Affinché all'interno della macchina la soluzione si mantenga al valore nominale del 40% in massa, le due pompe sono mantenute costantemente in funzione. Il controllo e la regolazione della macchina avvengono invece tramite l'accensione e lo spegnimento del ventilatore di rigenerazione, e tramite l'apertura di un'elettrovalvola a solenoide di adduzione dell'acqua calda agli scambiatori caldi.

Si riportano in Figura 2-23 a Figura 2-26 alcune immagini relative all'impianto desiccant del Politecnico, mentre se ne riportano i dati tecnici principali in Tabella 2-3, e gli assorbimenti elettrici dei componenti in Tabella 2-4. La Figura 2-27 e la Figura 2-28 mostrano invece uno spaccato dell'unità e la Figura 2-29 illustra uno schema d'impianto con l'indicazione dei capisaldi e degli strumenti di misura installati.



Figura 2-23 - Un'unità desiccant dell'impianto del Politecnico



Figura 2-24 - Torre evaporativa



Figura 2-25 - UTA a cui è asservito il desiccant system



Figura 2-26 - Vista d'insieme delle unità desiccant

Numero di unità installate	4
Produttore	DuCool – Israel
Modello	Du Handling DH3400
Portata d'aria nominale di processo	5000 m ³ /h
Portata d'aria nominale di rigenerazione	5000 m ³ /h
Capacità di deumidificazione nominale	~ 42 kW
Tipologia di soluzione essiccante	LiCl - acqua
Concentrazione nominale di LiCl	40%
Concentrazione massima di LiCl	55%
Volume di soluzione di lavoro	125 lt
Capacità di assorbimento umidità	~ 50 – 60 lt/h
Assorbimenti elettrici	4.8 kWel
Peso netto	540 kg
Peso in ordine di marcia (incluso LiCl)	690 kg
Dimensioni (L/W/H)	2240/1420/1575 mm

Tabella 2-3 - Dati tecnici principali di una unità liquid desiccant

Ventilatore di rigenerazione	2.5 kW
Ventilatore di processo	2.5 kW
Pompa di rigenerazione	0.55 kW
Pompa di processo	0.45 kW
Totale	6.0 kW

Tabella 2-4 - Assorbimenti elettrici dei componenti dell'unità desiccant (una unità)

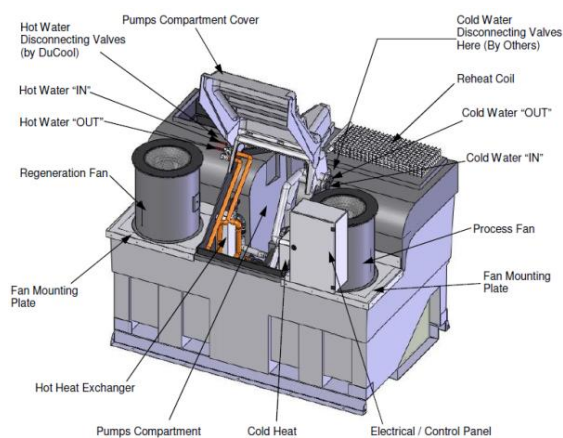


Figura 2-27 - Spaccato di un'unità desiccant - vista 1 [45]

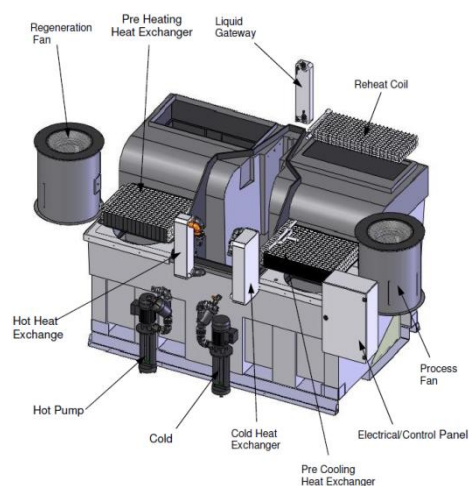


Figura 2-28 - Spaccato di un'unità desiccant - vista 2 [45]

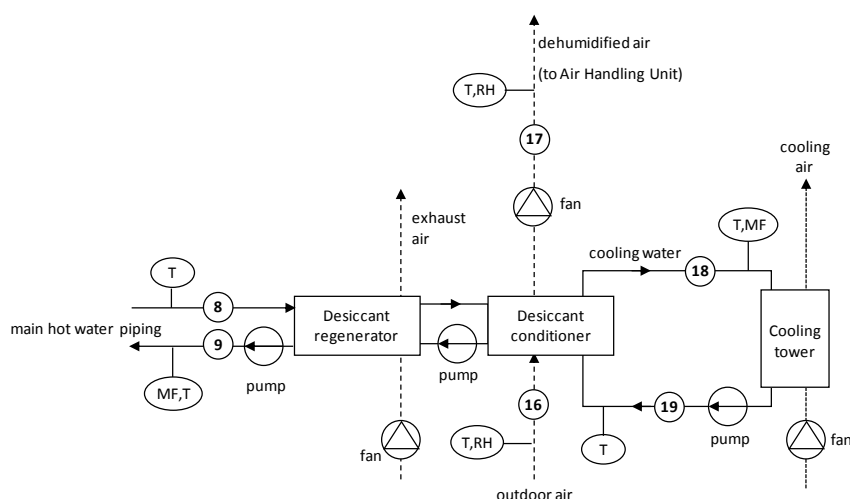


Figura 2-29 - Schema del desiccant cooling system, con indicazione dei capisaldi del ciclo e del sistema di misura

Tra i principali vantaggi legati all'adozione di questi sistemi di deumidificazione dell'aria, si ricorda:

- la capacità di disinfezione dell'aria di processo (rimozione di circa il 95% dei virus e batteri in essa residenti);
- l'assenza di acqua di condensazione, e quindi l'assenza di sistemi di drenaggio e scarico con i relativi problemi legati a presenza di funghi, batteri, legionella;
- la possibilità di funzionamento in impianti di condizionamento senza sistemi a compressione di vapori e refrigeranti quali gas serra (CFC).

Esistono alcuni aspetti da tenere inoltre in considerazione, evidenziati anche da alcuni lavori in letteratura, che riguardano la tossicità del LiCl e il trasporto di particelle di LiCl all'interno della corrente fluida di processo (carryover). A tal proposito, e per evidenti ragioni di sicurezza per gli occupanti degli ambienti asserviti all'impianto, sono stati richiesti al fornitore della tecnologia alcuni approfondimenti. Ne è emerso che il cloruro di litio impiegato all'interno delle unità desiccant è depurato all'origine delle componenti metalliche quali potassio, manganese, alluminio e magnesio che ne caratterizzano la pericolosità. Esso è però corrosivo; per questa ragione, le vasche che lo contengono e le pompe sono realizzate in materiale plastico. Al fine di evitare il fenomeno del carryover, la soluzione non è spruzzata direttamente all'interno del flusso d'aria di processo, ma viene fatta assorbire nel pacco di cellulosa, e solo qui entra in contatto con l'aria, fluente in controcorrente. Il legame capillare fra la cellulosa e il sale fa sì che quest'ultimo non venga asportato dalla corrente d'aria. In fase di progetto, viene assegnato un valore limite alla portata d'aria che può transitare dalla macchina, in funzione delle dimensioni del pacco stesso.

Rispetto ai sistemi desiccant solidi, si evidenziano minori temperature di rigenerazione, una maggiore flessibilità di utilizzo e una minor perdita di carico sull'aria di processo [46].

2.2 Sistema di acquisizione ed elaborazione dei dati sperimentali

Nella presente sezione sono fornite alcune indicazioni sintetiche sulle diverse tecnologie di strumenti utilizzabili per la misura delle variabili fisiche da cui dipendono le grandezze prestazionali energetiche e quelle ambientali. I principi di funzionamento di tali tipologie di sensori sono, infatti, decisamente vari, e non è obiettivo di questo lavoro analizzare e descrivere le diverse possibilità offerte dal mercato tecnologico, ma descrivere i componenti presenti sul campo.

2.2.1 Microturbina a gas

Per quanto riguarda la microturbina, in fase di progettazione è stata scelta l'opportuna sensoristica di misura da installare, ed essa è stata posizionata lungo il layout d'impianto, con l'ausilio dei tecnici del Politecnico di Torino. E' stato inoltre installato un sistema d'acquisizione dati in tempo reale, gestito attraverso un PLC Siemens (Figura 2-30). I segnali acquisiti dalle sonde in campo, e i dati di funzionamento della microturbina e dell'assorbitore, vengono inviati al PLC con protocollo Modbus tramite rete ethernet, dove vengono raccolti ed elaborati attraverso un sistema di supervisione del processo. In Figura 2-31 è mostrata una schermata di tale sistema.

Presso il locale è poi installato un PC, sul quale i dati sono monitorati dal gestore dell'impianto e utilizzati per la sperimentazione. Tramite il terminale è stata successivamente predisposta una remotizzazione del supervisore attraverso l'adozione di un sistema di telegestione e acquisizione della eWON. In tale fase è stato necessario programmare tale componente, al fine di effettuare lo scambio dati con il PLC e la rete internet esterna. In Figura 2-32 è mostrata una schermata di dichiarazione delle variabili da acquisire e remotizzare.

In Tabella 2-5 si riporta la lista dei sensori installati. Il simbolo identificativo di ognuno di essi fa riferimento al sinottico d'impianto, una cui immagine è riportata in Figura 2-24.



Figura 2-30 - Controllore Siemens dell'impianto MGT-A

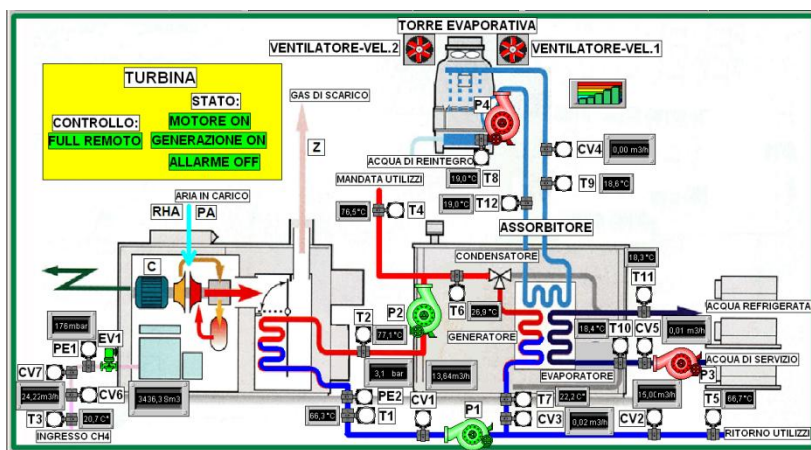


Figura 2-31 - Sinottico d'impianto presente sul software di supervisione

Figura 2-32 - Schermata di programmazione del sistema eWON: dichiarazione delle variabili

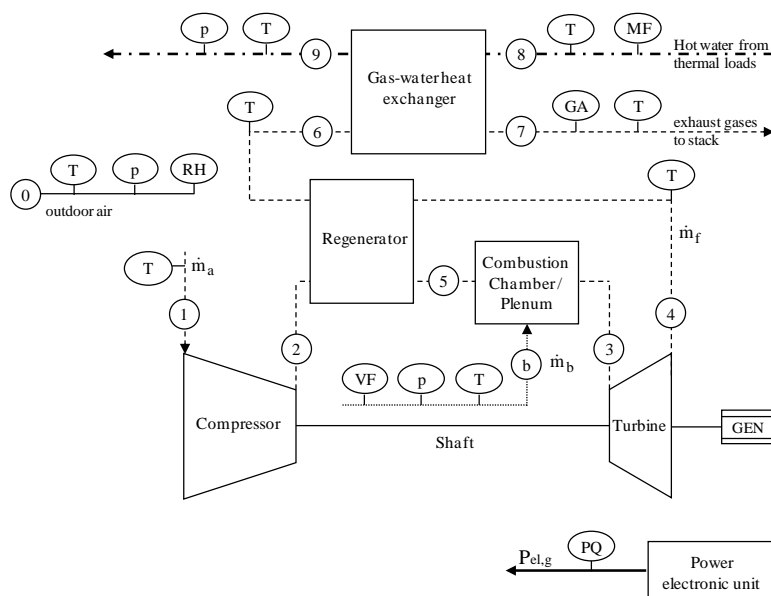


Figura 2-33 - Schema impiantistico della microturbina con indicazione dei capisaldi e degli strumenti di misura

Si riportano invece nelle immagini da Figura 2-34 a Figura 2-39 i sensori installati, identificati con il rispettivo simbolo riportato in Tabella 2-5, che fa riferimento alla Figura 2-33, e il dettaglio degli apparecchi operativi installati sulla rampa gas di alimentazione della microturbina, e sulla linea acqua in mandata e in ritorno da questa.

Punto	Parametro misurato	Strumento di misura	Accuratezza
T0	Temperatura aria esterna (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.2°C
T1	Temperatura aria di carico (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.2°C
T4	EGT - Exhaust gas temperature (°C)	Termocoppia, tipo K	±1°C
T6	Temperatura dei gas di scarico in uscita dal rigeneratore (°C)	Termocoppia, tipo K	±1°C
T7	Temperatura dei gas di scarico al camino (°C)	Termocoppia, tipo K	±1°C
Tb	Temperatura di ingresso del gas naturale (°C)	Termocoppia, tipo K	±0.5°C
T8	Temperatura dell'acqua a monte dello scambiatore a recupero (°C)	Termocoppia, tipo K	±0.5°C
T9	Temperatura dell'acqua a valle dello scambiatore a recupero (°C)	Termocoppia, tipo K	±0.5°C
p0	Pressione aria esterna (mbar)	Trasduttore di pressione	±0.4 mbar @ 20°C
pb	Pressione gas naturale in ingresso (mbar)	Trasduttore di pressione	±0.075% (deviation)
p9	Pressione acqua calda	Pressostato	±0.1 bar @ 20°C
PQ	Potenza elettrica prodotta dal generatore (kW _{el}) Energia elettrica immessa in rete (kWh _{el})	Multimetro	Corrente e voltaggio ±0.25% FS Potenza ±0.50% FS Fattore di potenza ±1% FS Distorsione armonica ±0.20% FS
RH0	Umidità relativa esterna (%)	Sensore capacitivo, Ta-Cr	±2%
VFb	Portata volumetrica gas naturale in ingresso (Sm ³ /h)	Misuratore volumetrico a diaframma	±0.5%
MF8	Portata volumetrica acqua al recuperatore (m ³ /h)	Misuratore magnetico	±0.2%
GA	Concentrazione di CO ₂ , NO _x , CO e O ₂ (ppm)	CO ₂ , NO _x , CO: tecnologia Non-Dispersive Infrared; O ₂ : cella elettrochimica	O ₂ ±0.3 Vol.% CO ±20 ppm NO/NO ₂ ±5 ppm

Tabella 2-5 - Sensoristica di misura installata presso la microturbina



Figura 2-34 - Rampa gas



Figura 2-35 - Misuratore volumetrico gas MFb



Figura 2-36 - Misuratore pressione gas pb



Figura 2-37 - Valvola intercettazione combustibile



Figura 2-38 - Sensore temperatura gas T3



Figura 2-39 - Dettaglio linea acqua



Figura 2-40 - Sonda di temperatura T1



Figura 2-41 - Valvola di scarico termico



Figura 2-42 - Flussostato



Figura 2-43 - Pressostato di massima



Figura 2-44 - Termostato ad immersione



Figura 2-45 - Pressostato di minima



Figura 2-46 - Sensore pressione ambiente pb



Figura 2-47 - Sensore umidità ambiente RH0

Si riporta in Figura 2-48 il diagramma P&I relativo alla strumentazione di misura e ai dispositivi di sicurezza installati sulla rampa gas di alimentazione della microturbina e sulla linea acqua, in mandata e ritorno alla macchina. In particolare, gli strumenti installati sono di seguito elencati.

Rampa gas:

- rubinetto di intercettazione
- filtro
- riduttore di pressione
- valvola di blocco
- valvola di sfiato
- elettrovalvola generale del gas (collegata a sensore fuga gas; se vengono rilevate fughe, tale valvola si apre, e il riarmo è manuale)

Linea dell'acqua in mandata:

- valvola di scarico termico
- pressostato di minima
- pressostato di massima
- termostato di minima
- termostato di massima
- sonda termica
- termometro
- manometro

Linea dell'acqua in ritorno:

- flussostato (blocca la macchina qualora non venga rilevata portata d'acqua, in modo da evitare danni al sistema di recupero termico)
- sonda termica
- termometro
- manometro

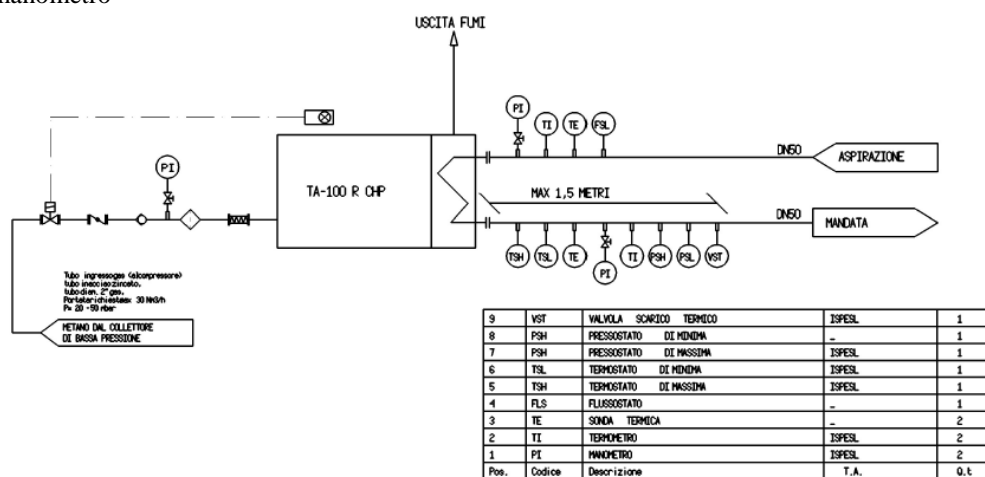


Figura 2-48 - Schema della rampa gas e della linea acqua

A valle dell'acquisizione diretta dei dati sperimentali, è stata eseguita un post-elaborazione di tali dati, al fine di ottenere set di parametri utilizzabili per un'analisi critica dei risultati e di determinare alcune grandezze essenziali per la caratterizzazione del ciclo, ma non acquisite direttamente dal sistema di misura. In Figura 2-49 è riproposto uno schema della microturbina con l'individuazione dei capisaldi e degli strumenti installati.

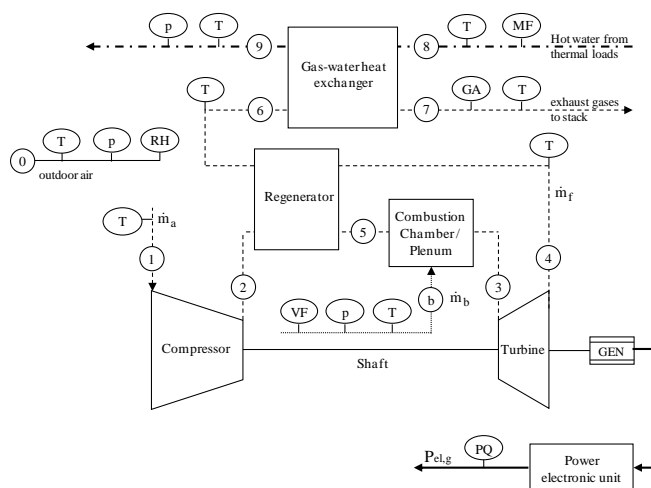


Figura 2-49 - schema della microturbina con indicazione dei capisaldi e della strumentazione installata

Attraverso il multimetro PQ installato sulla linea elettrica di interfaccia della microturbina e la rete elettrica, si sono acquisiti i valori di potenza elettrica lorda istantanea, nonché i principali valori relativi alla power quality, che non verranno però utilizzati nel presente lavoro. Sono poi caratterizzate le condizioni ambientali.

E' misurato il volume di gas (VFb) in diversi istanti di tempo ed il periodo di durata della prova t_{test} , relativo alle condizioni di stazionarietà (misurato con cronometro digitale); sono altresì misurate la temperatura e la pressione del gas. T_1 è la temperatura dell'aria in ingresso al turbocompressore, T_4 è la temperatura dei fumi in uscita dalla turbina e T_6 la temperatura dei fumi esausti in uscita dal rigeneratore. T_7 è la temperatura dei gas al camino e $\%O_2$ è la percentuale di ossigeno presente nei fumi allo scarico. Per quanto riguarda il lato acqua, è acquisita la portata istantanea e le temperature a monte e a valle dello scambiatore a recupero.

Attraverso l'analizzatore dei fumi GA, sono infine acquisite le concentrazioni di CO, NO, NO₂ e CO₂ nei fumi di scarico.

Dai dati appena illustrati, sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri:

Potenza termica ceduta all'acqua

$$P_{\text{th,rec}} = \dot{m}_8 \bar{c}_{p, H_2O} \cdot (T_9 - T_8)$$

Portata di combustibile

Essendo note la temperatura, la pressione e il volume di combustibile in ingresso al sistema in un determinato periodo di tempo (t_{test} , espresso in minuti), è possibile calcolarne la portata in massa \dot{m}_b in Condizioni Standard ($T_{SC}=288.15$ K, $p_{SC}=1.013$ bar, $\rho_{SC}=0.708$ kg/m³) con la seguente equazione:

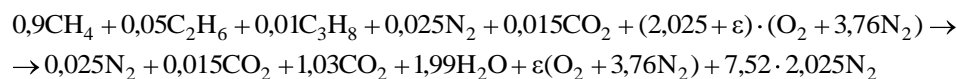
$$\dot{m}_b = \frac{(V_{\text{in}} - V_{\text{fin}})}{t_{\text{test}} \cdot 60} \cdot \frac{p_b \cdot T_{SC}}{p_{SC} \cdot T_b} \cdot \rho_{SC}$$

Rapporto aria/combustibile

Ipotizzando che il gas naturale abbia la seguente composizione in volume:

metano	CH ₄	90 %
etano	C ₂ H ₆	5%
propano	C ₃ H ₈	1%
azoto	N ₂	2,5%
anidride carbonica	CO ₂	1,5%

il rapporto aria/combustibile (α) è calcolato attraverso la percentuale di ossigeno nei fumi, in seguito al bilancio chimico della reazione seguente di combustione con eccesso d'aria ε :



da cui, applicando la definizione di eccesso d'aria, si ottiene:

$$\varepsilon = \frac{(1,03 + 0,015 + 0,025 + 3,76 \cdot 2,025) \cdot [O_2]}{1 - 4,76[O_2]}$$

in cui non si considera la presenza di vapore acqueo, visto che i dati sulla concentrazione di ossigeno allo scarico sono riferiti a fumi anidri. Il rapporto α è ottenuto poi come rapporto tra la massa molecolare d'aria e quella di combustibile come segue:

$$\alpha = \frac{(2,025 + \varepsilon) \cdot (PM_{O_2} + 3,76PM_{N_2})}{PM_{GN}}$$

dove PM rappresenta il peso molecolare della specie considerata.

Poiché si è ipotizzata la composizione del combustibile, In Figura 2-50 è riportato l'andamento di α in funzione della percentuale di ossigeno allo scarico. Il grafico riporta il caso in cui si utilizzi come combustibile gas naturale o metano puro. Si fa notare come vi sia uno scostamento tra i due andamenti, che cresce per valori maggiori di percentuale di ossigeno nei fumi.

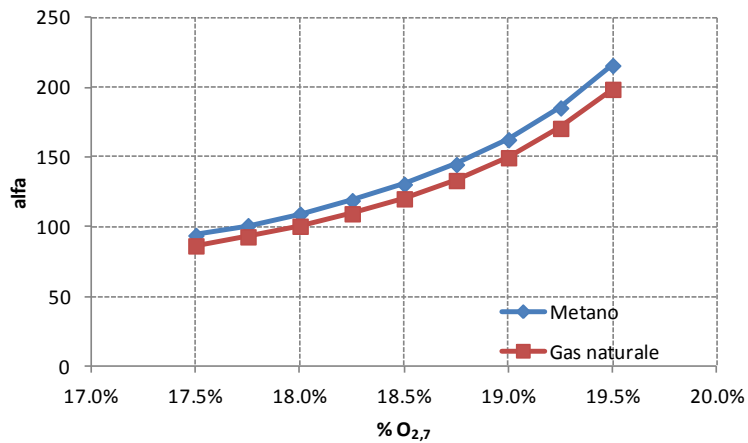


Figura 2-50 - Confronto dell'andamento di alfa in funzione di %O_{2,7} per Metano e Gas naturale

Portata fumi

Tale parametro è calcolato come:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_b \cdot (1 + \alpha)$$

dove
$$\alpha = \frac{\dot{m}_f - \dot{m}_b}{\dot{m}_b}$$

Essendo nota la potenza termica scambiata nello scambiatore fumi-acqua, e supponendo trascurabili le perdite attraverso il mantello, si può anche determinare la portata dei fumi attraverso il bilancio termico lato fumi dalla misurazione delle temperature T_6 e T_7 . Tale grandezza, denominata $\dot{m}_{f,HX}$, è ottenuta applicando l'equazione seguente:

$$P_{th,rec} = \dot{m}_{f,HX} \cdot \bar{c}_{p,f} \cdot (T_6 - T_7) \Rightarrow \dot{m}_{f,HX} = \frac{P_{th,rec}}{\bar{c}_{p,f} \cdot (T_6 - T_7)}$$

Tale valore può essere utilizzato come confronto con il precedente.

Calore specifico dei fumi

è calcolabile (per temperature comprese tra 0°C e 1200 °C e umidità inferiore al 12%) con la seguente equazione:

$$\bar{c}_{p,f} = 972.7 + 10.76u + (332.62 - 6.5u)\left(\frac{t}{1000}\right) - (83.93 - 7.33u)\left(\frac{t}{1000}\right)^2$$

dove t è la temperatura del gas in °C, $\bar{c}_{p,f}$ in J/kg°C, e u è la sua umidità percentuale calcolata come $u = \frac{8.936H}{1 + nA_{tm}}$

Il valore utilizzato $\bar{c}_{p,f}$ è un valore medio nel range di temperature considerate. Si fissa inoltre $k_f = 1,35$ kJ/kgK.

Portata d'aria

$$\dot{m}_a = \dot{m}_f - \dot{m}_b$$

Rendimento elettrico

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_b \cdot PCI_b}$$

dove il denominatore è pari alla potenza introdotta con il combustibile $P_{th,b}$. Per il gas naturale si è considerato un PCI_b di 48 MJ/kg.

Rendimento termico

$$\eta_{th} = \frac{P_{th,rec}}{\dot{m}_b \cdot PCI_b}$$

Oltre ai dati appena calcolati, per una caratterizzazione completa del ciclo, sarebbero necessarie ancora le T_2 , T_3 e T_5 , non misurabili sperimentalmente. Data la difficoltà tecnica nel modificare l'impianto, infatti non è stato possibile monitorare tali importanti grandezze.

Esse sono state dunque ricavate, con una certa accuratezza, in maniera analitica dai dati sperimentali attraverso l'utilizzo di equazioni, che necessitano di ipotizzare i parametri η_p ovvero il rendimento pneumatico definito come β_t / β_c ; $\eta_{y,c}$ rendimento idraulico di compressione e η_b rendimento del combustore. Tali parametri sono mostrati in Tabella 2-6.

I valori di tali parametri sono stati scelti tra quelli tipici utilizzati nella letteratura tecnica (si veda Tabella 4-1), per meglio descrivere il comportamento della macchina. Si fa notare che essi saranno anche utilizzati nel modello di simulazione presentato in seguito.

Per semplicità, nella determinazione delle temperature mancanti, sono mantenuti costanti in ogni condizione di carico elettrico.

Tabella 2-6 - Parametri ipotizzati, necessari al calcolo di T_2 , T_3 e T_5

$\eta_{y,c}$	η_p	η_b
0,82	0,89	0,95

E' possibile dunque stimare le seguenti temperature.

T_2 (uscita dal compressore)

$$T_2 = T_1 \cdot \beta_c^{\frac{k-1}{\eta_{y,c} \cdot k}}$$

T_5 (ingresso in camera di combustione)

è ottenuta attraverso il bilancio termico al rigeneratore, considerando trascurabili le dispersioni di calore dal mantello, con la seguente equazione:

$$\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_5 - T_2) = \dot{m}_f \cdot c_{p,f} \cdot (T_4 - T_6) \Rightarrow T_5 = \frac{\dot{m}_f \cdot c_{p,f}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \cdot (T_4 - T_6) + T_2$$

T_3 (ingresso in turbina)

$$\eta_b \cdot PCI_b = (1 + \alpha) \cdot \bar{c}_{p,f} \cdot (T_3 - T_5) \Rightarrow T_3 = T_5 + \frac{\eta_b \cdot PCI_b}{(1 + \alpha) \cdot \bar{c}_{p,f}}$$

E' inoltre possibile determinare l'efficienza del rigeneratore ϵ_{reg} , utile per successivi confronti, definita come:

$$\epsilon_{reg} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2}$$

Al fine di determinare le temperature appena illustrate, è stato necessario stimare il valore di β_c ai diversi carichi in funzione delle condizioni di funzionamento al carico nominale (parametro non monitorato tramite sensori). L'equazione semplificata utilizzata per il calcolo è la seguente:

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f,0} \frac{\beta_c}{\beta_{c,0}} \sqrt{\frac{T_3}{T_{3,0}}} \Rightarrow \beta_c = \beta_{c,0} \cdot \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,0}} \sqrt{\frac{T_{3,0}}{T_3}}$$

in cui il pedice 0 indica le condizioni nominali.

2.2.2 Assorbitore a bromuro di litio

L'impianto ad assorbimento è gestito dallo stesso PLC Siemens relativo alla microturbina, che effettua anche il monitoraggio e l'acquisizione dei dati.

In Tabella 2-7, con riferimento alla Figura 2-51, è riportata la descrizione degli strumenti di misura installati sull'assorbitore.

Punto	Parametro misurato	Strumento di misura	Accuratezza
T10	Temperatura di ingresso acqua calda (coincide con T9) (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
T11	Temperatura di uscita dell'acqua calda (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
T12	Temperatura dell'acqua dalla torre di raffreddamento (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
T13	Temperatura dell'acqua verso la torre di raffreddamento (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
T14	Temperatura acqua refrigerata dalle utenze (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
T15	Temperatura acqua refrigerata verso le utenze (°C)	Termocoppia, tipo K	±0,5°C
MF11	Portata volumetrica acqua calda (m³/h)	Misuratore magnetico	±0,2%
MF13	Portata volumetrica acqua di torre (m³/h)	Misuratore magnetico	±0,2%
MF15	Portata volumetrica acqua refrigerata (m³/h)	Misuratore magnetico	±0,2%

Tabella 2-7 - Sensoristica di misura installata presso l'assorbitore

Oltre alle grandezze relative alla microturbina, sono misurate le portate dell'acqua calda, dell'acqua di condensazione e dell'acqua refrigerata in ingresso all'assorbitore, oltre alle temperature in ingresso ed uscita di tali portate dalla macchina.

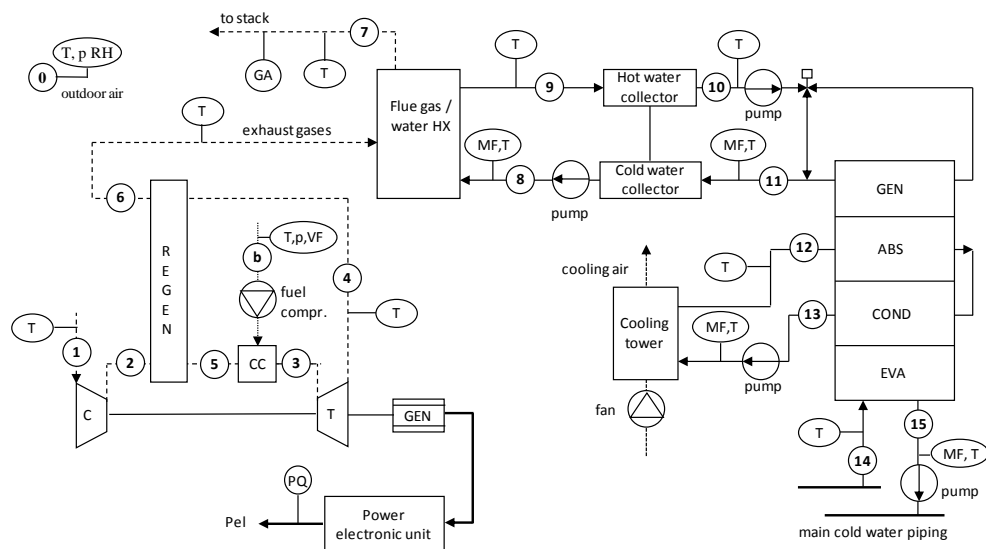


Figura 2-51 - schema dell'impianto in assetto trigenerativo mGT-Assorbitore

A valle dell'acquisizione diretta dei dati sperimentali, è stata eseguita una post-elaborazione di tali dati, con l'obiettivo di ottenere set di parametri utilizzabili per un'analisi critica dei risultati e di determinare alcune grandezze essenziali per la caratterizzazione del ciclo, ma non acquisite direttamente dal sistema di misura.

Dai dati direttamente acquisiti, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, sono stati determinati i seguenti parametri:

Potenza termica assorbita dal generatore

$$P_{th,gen} = \dot{m}_{11} \cdot \bar{c}_{p,H_2O} \cdot (T_{10} - T_{11})$$

Potenza frigorifera prodotta dall'assorbitore

$$P_c = \dot{m}_{15} \cdot \bar{c}_{p,H_2O} \cdot (T_{15} - T_{14})$$

Potenza termica smaltita dal condensatore

$$P_{th,cond} = \dot{m}_{13} \cdot \bar{c}_{p,H_2O} \cdot (T_{13} - T_{12})$$

COP - Coefficient Of Performance

$$COP = \frac{P_c}{P_{th,gen} + P_{el,abs}}$$

dove $P_{el,abs}$ è desunta dai datasheet dell'assorbitore ed è pari a 1,1 kW.

2.2.3 Impianto liquid desiccant cooler

Per quanto concerne il sistema di desiccant cooling, la gestione dell'impianto e l'acquisizione dei dati è demandata ad un sistema di supervisione, indipendente dal PLC Siemens, basato su linguaggio LabView. In Tabella 2-8, con riferimento alla Figura 2-29, è riportata la descrizione relativa agli strumenti di misura installati sull'impianto.

Punto	Parametro misurato	Strumento di misura	Accuratezza
T8	Temperatura di ingresso dell'acqua calda (°C)	Termocoppia, tipo K	±0.5°C
T9	Temperatura di uscita dell'acqua calda (°C)	Termocoppia, tipo K	±0.5°C
T16	Temperatura aria di processo in ingresso al desiccant (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.15°C @ 0°C ±0.35°C @ 100°C
T17	Temperatura aria di processo in uscita al desiccant (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.15°C @ 0°C ±0.35°C @ 100°C
T18	Temperatura dell'acqua dalla torre di raffreddamento (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.15°C @ 0°C ±0.35°C @ 100°C
T19	Temperatura dell'acqua verso la torre di raffreddamento (°C)	Termoresistenza, classe A	±0.15°C @ 0°C ±0.35°C @ 100°C
RH16	Umidità relativa aria di processo in ingresso al desiccant (%)	Sensore capacitivo, Ta-Cr	±3%
RH17	Umidità relativa aria di processo in ingresso al desiccant (%)	Sensore capacitivo, Ta-Cr	±3%
MF9	Portata volumetrica acqua calda (m³/h)	Misuratore magnetico	±0,2%
MF18	Portata volumetrica acqua di torre (m³/h)	Misuratore magnetico	±0,2%

Tabella 2-8 - Tipologia e accuratezza dei sensori installati per il monitoraggio del desiccant

Durante le prove, oltre alle grandezze relative alla microturbina, sono misurate le portate dell'acqua calda e dell'acqua di raffreddamento in ingresso alle unità, oltre alle temperature in ingresso ed uscita di tali portate dalla macchina. Sono poi misurate le condizioni di temperatura ed umidità relativa dei flussi di aria di processo. I dati sono stati acquisiti con una frequenza di 1 dato ogni 500 secondi.

Si riportano nel seguito alcune immagini dei sensori di misura installati.



Figura 2-52 - Misuratore portata d'acqua del circuito di torre



Figura 2-53 - Sensore di temperatura acqua calda alle unità desiccant



Figura 2-54 - Sensore di temperatura dell'acqua di ritorno in torre



Figura 2-55 - Sensore di temperatura e umidità dell'aria all'ingresso di una unità desiccant



Figura 2-56 - Sensori di temperatura e umidità nei canali dell'aria di mandata

A valle dell'acquisizione diretta dei dati sperimentali, ne è stata eseguita una post-elaborazione, al fine di ottenere set di parametri utilizzabili per un'analisi critica dei risultati e di determinare alcune grandezze essenziali per la caratterizzazione del ciclo, non acquisite direttamente dal sistema di misura.

Ad esempio, l'entalpia dei flussi d'aria è calcolata attraverso le equazioni dell'aria umida $h(T, p, RH)$ con la seguente:

$$h = 1.006 \cdot T_0 + x \cdot (1.875 \cdot T_0 + 2501)$$

Dove T_0 è la temperatura dell'aria e x rappresenta l'umidità specifica dell'aria, ottenuta come:

$$x = 0.622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad \text{con} \quad p_{vs} = 6,11 \cdot 10^{\frac{7.5 \cdot T_0}{237.7 + T_0}} \quad (\text{eq. Clausius-Clapeyron})$$

Per quanto riguarda i valori della potenza termica in ingresso $P_{th,des}$, della potenza frigorifera prodotta $P_{c,des}$ e del COP_{des} , essi sono calcolati come:

$$P_{c,des} = \dot{m}_{16} \cdot (h_{16} - h_{17})$$

$$P_{th,des} = \dot{m}_8 \cdot c_{p,h2o} \cdot (T_8 - T_9)$$

$$COP_{des} = \frac{P_{c,des}}{P_{th,des}}$$

Le grandezze appena introdotte sono calcolate come media dei valori istantanei relativi ad un'ora di funzionamento del ciclo, al fine di ridurre in maniera significativa la dispersione di dati, causata dalle grandi inerzie del sistema.

Infatti, istantaneamente, può capitare di avere una produzione di potenza frigorifera, associata ad un consumo pressoché nullo di potenza termica, che porterebbe ad un COP infinito. Il motivo va ricercato nel fatto che è presente una grande massa di liquido che funge da accumulo di energia termica e che, istantaneamente, continua dunque a produrre effetto utile, ovvero deumidificare il flusso d'aria, anche quando la portata di acqua calda all'interno delle unità è nulla.

L'analisi è stata approfondita attraverso l'utilizzo del diagramma psicrometrico, riportante i dati relativi a ciascuna prova.

3. Attività di sperimentazione

Nel seguente capitolo si intende fornire una raccolta completa relativa ai parametri termodinamici principali al fine di poter caratterizzare in maniera esaustiva i cicli di lavoro dei sistemi considerati.

L'attività sperimentale ha rappresentato una rilevante importanza nel corso del Dottorato. I risultati emersi da tale trattazione sono stati infatti utilizzati per lo sviluppo dell'attività di ricerca.

Come introdotto nel capitolo 1.3, attraverso il progetto EcoEner.Lab è stato possibile predisporre un impianto di prova dotato della necessaria strumentistica per l'acquisizione dei principali parametri dei diversi cicli implementati. E' stato dunque implementato un sistema per la caratterizzazione completa del ciclo relativo alla microturbina a gas, all'assorbitore a bromuro di litio e al sistema di desiccant cooling.

Particolare attenzione è stata dedicata alla gestione, alla manutenzione ordinaria e all'esercizio di tali sistemi. Durante le fasi iniziali del progetto è stato altresì necessario implementare alcune modifiche relative alle logiche di gestione del sistema microturbina-assorbitore, necessarie al fine ottimizzare il controllo del ciclo stesso, nonché per garantire una maggiore vita utile agli impianti.

Nel corso dell'attività sperimentale, si sono inoltre resi necessari alcuni interventi di manutenzione straordinaria, gestiti attraverso il coordinamento dei tecnici del Politecnico, il personale di ricerca e il servizio di assistenza esterno.

Ognuno di tali interventi è stato rendicontato, e le evidenze emerse sono state raccolte in un documento strutturato ed ordinato con lo scopo di mantenere una traccia storica dei problemi, delle criticità e delle soluzioni adottate per favorire una proficua e duratura gestione degli impianti nel corso del tempo.

A titolo di esempio, nel seguito è presentato un elenco, suddiviso per impianto, degli interventi effettuati per la risoluzione di problematiche emerse nel corso delle attività. Ad ogni task hanno collaborato i Tecnici del Politecnico di Torino e dei servizi di assistenza esterni:

- microturbina
 - modifica di alcune logiche interne al PLC, al fine di garantire un funzionamento ottimizzato del ciclo ed una maggiore vita dei principali componenti;
 - sostituzione sonda di temperatura T6 a causa di malfunzionamento;
 - ripristino interruttore termico on-board del compressore gas a causa di un'avaria del componente;
 - sostituzione scheda elettronica di gestione della macchina;
 - sostituzione scheda CPU del PLC Siemens, con componente VIPA;
 - sostituzione completa del gruppo turbocompressore, comprensivo di alternatore, del liner della camera di combustione e del circuito dell'olio di lubrificazione dopo circa 3000 ore di funzionamento a causa di un difetto di fabbrica;
 - sostituzione fusibili dell'unità UPS (Unbreakable Power Supply);
 - lavaggio acido del lato acqua relativo al recuperatore di calore in seguito a sporcamento;
 - sostituzione elettrovalvola di regolazione del combustibile a causa di un'avaria del componente;
- desiccant
 - sostituzione di alcuni componenti danneggiati dal contatto prolungato con la soluzione, come motori elettrici e valvole in alluminio;
 - sostituzione di una batteria alimentata aria/acqua danneggiata a causa del gelo;

3.1 Descrizione del metodo sperimentale

Nel corso dell'attività di ricerca, sono state organizzate campagne sperimentali, effettuate per ciascuna configurazione impiantistica, ovvero:

- assetto cogenerativo invernale ed estivo: microturbina attiva, assorbitore e desiccant non attivi;
- assetto trigenerativo estivo con assorbitore: assorbitore alimentato da microturbina e desiccant non attivo;
- assetto trigenerativo estivo con desiccant: desiccant alimentato da microturbina e assorbitore non attivo.

Per ciascuna configurazione, si è caratterizzato gli impianti a differenti condizioni ambientali, ovvero temperatura, pressione e umidità esterna, e con differenti condizioni di carico, ad esempio differenti temperature di alimentazione dell'acqua di processo o di carico elettrico della microturbina.

A seconda dell'obiettivo e del risultato ricercato in ciascuna condizione, sono state predisposte due differenti metodologie di conduzione delle prove, illustrate di seguito.

Metodologia 1

La prima metodologia è stata adottata per la caratterizzazione della microturbina (assetto cogenerativo e trigenerativo) e dell'assorbitore (assetto trigenerativo) in condizioni di carico nominale e di carico parziale, ovvero al 80%, 60%, 40% e 20% del carico nominale.

Tale tipologia di prove è consistita nell'impostare la potenza elettrica da erogare ai cinque livelli di carico appena elencati, per un periodo sufficiente a far raggiungere le condizioni di stazionarietà termodinamica a tutte le grandezze del ciclo, sia della microturbina, che dell'assorbitore.

L'acquisizione dei dati è quindi avvenuta nelle diverse condizioni di carico, alle differenti condizioni ambiente.

Metodologia 2

La seconda metodologia di prove è stata adottata per le sole prove in trigenerazione estiva, al fine di caratterizzare i due sistemi di produzione di energia frigorifera, durante delle giornate di funzionamento tipico.

In questo caso si sono impostati i sistemi al carico nominale e si sono acquisiti i parametri di funzionamento in maniera continua e con una frequenza di campionamento adeguata.

Le prove sperimentali eseguite hanno permesso di acquisire i principali parametri termodinamici dei cicli analizzati, i cui risultati sono esposti e commentati nei capitoli seguenti.

3.2 Caratterizzazione della microturbina

Di seguito sono presentati i dati sperimentali e le rispettive elaborazioni, relativi ad alcune prove invernali ed estive in assetto cogenerativo e trigenerativo, realizzate tra il 2010 ed il 2011 e scelte per la caratterizzazione della microturbina.

Tali test sono relativi alla prima tipologia di prove, descritta in precedenza, ovvero si desidera caratterizzare il ciclo Joule-Brayton ai cinque livelli di carico elettrico.

Le prove analizzate sono elencate nella tabella successiva. Si può notare come, oltre che con differenti condizioni ambiente, esse siano state realizzate con differenti temperature $T_{4,max}$.

Tale impostazione, che comporta una differente potenza massima raggiungibile, è stata consigliata dal costruttore della microturbina durante il funzionamento estivo, al fine di evitare il surriscaldamento dei componenti all'interno della macchina.

Tabella 3-1 - Elenco delle prove sperimentali scelte per la caratterizzazione della microturbina

Codice Prova	Data prova	Temperatura esterna	Assetto	$T_{4,max}$
A	08 Luglio 2010	30°C	Trigenerazione	635°C
B	14 Luglio 2010	27.5°C	Trigenerazione	635°C
C	05 Ottobre 2010	20°C	Cogenerazione	650°C
D	19 Ottobre 2010	15°C	Cogenerazione	650°C
E	13 Aprile 2010	12.5°C	Cogenerazione	650°C
F	01 Febbraio 2011	7°C	Cogenerazione	650°C
G	02 Febbraio 2011	2.5°C	Cogenerazione	650°C

Tali prove sono state eseguite impostando il carico elettrico lordo della macchina a cinque differenti punti di carico, definiti in tabella Tabella 3-2.

Tabella 3-2 - Definizione delle potenze elettriche lorde richieste per ciascun Caso

Caso	Potenza lorda impostata [kW]
1	100
2	80
3	60
4	40
5	20

Si fa notare che, per quanto riguarda le prove estive, si è caratterizzato sperimentalmente il primo livello di carico elettrico raggiungibile tra i cinque scelti, che risulta essere 80 kW. Infatti, a causa delle maggiori temperature ambientali, il limite massimo delle temperature ammissibile dai materiali, è raggiunto a potenze elettriche inferiori rispetto alle condizioni ambiente invernali.

Le tabelle ed i grafici che mostrano gli andamenti e le elaborazioni dei dati sperimentali relativi ciascuna prova sono riportati nell'allegato A1, nell'ultima sezione del presente elaborato.

Per quanto riguarda l'acquisizione dei dati durante le prove, attraverso il sistema eWON introdotto nel capitolo 2.2.1, sono stati monitorati in maniera continua nel tempo i parametri e, una volta raggiunte le condizioni di stazionarietà termodinamica per ciascun carico, tali parametri sono stati acquisiti e utilizzati nelle successive analisi.

A titolo di esempio, in Figura 3-1 è mostrato l'andamento della potenza lorda, della percentuale di ossigeno allo scarico e delle temperature dell'acqua a valle e a monte del recuperatore fumi-acqua relative ad una prova del Luglio 2011.

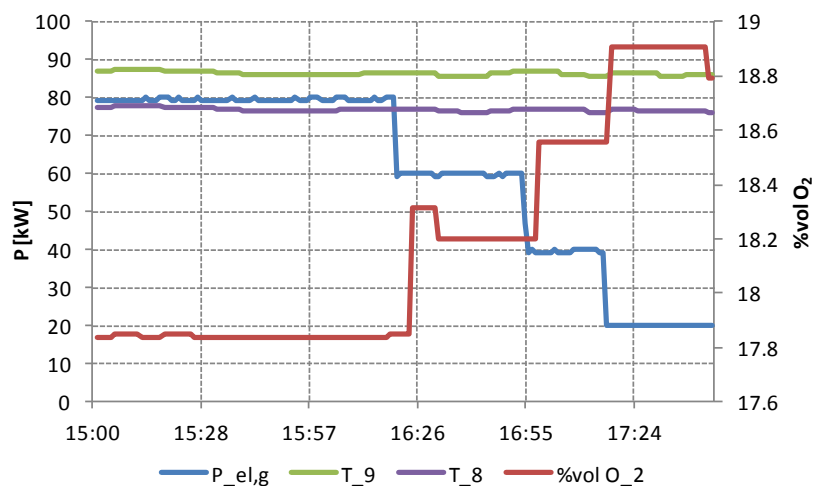


Figura 3-1- andamento di alcuni parametri in un determinato periodo di tempo

In questo caso, si è passati da una potenza elettrica lorda di 80 kW a 20 kW, attraverso degli step della durata media di circa 15 minuti. Si può notare come, al decrescere della potenza elettrica, cresca la percentuale di ossigeno nei fumi. Tale fenomeno sarà approfondito nel seguito dell'analisi.

3.2.1 Confronto tra le prove sperimentali

Di seguito sono confrontati tra loro i dati sperimentali ottenuti attraverso le prove scelte nell'analisi.

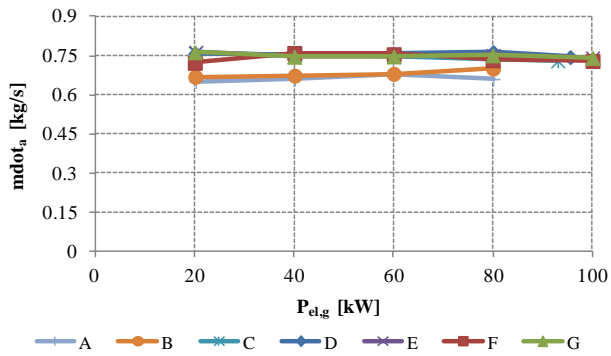


Figura 3-2 - Confronto tra gli andamenti della portata di aria

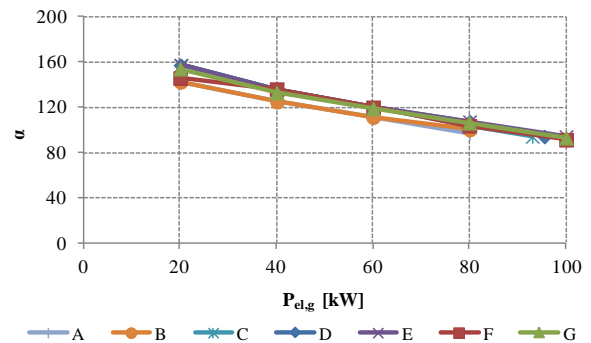


Figura 3-3 - Confronto tra gli andamenti di α

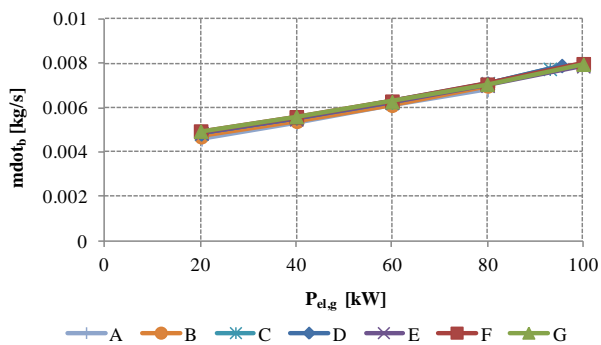


Figura 3-4 - Confronto degli andamenti della portata di combustibile

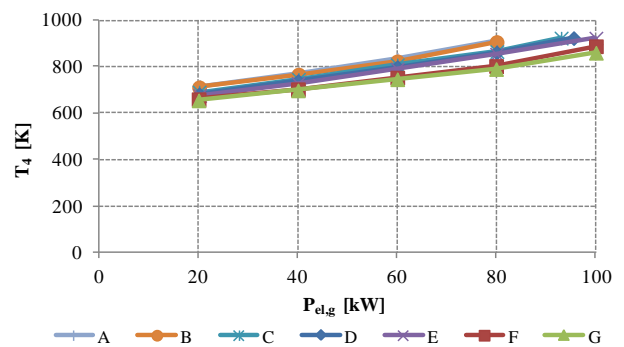


Figura 3-5 - Confronto tra gli andamenti della T_4

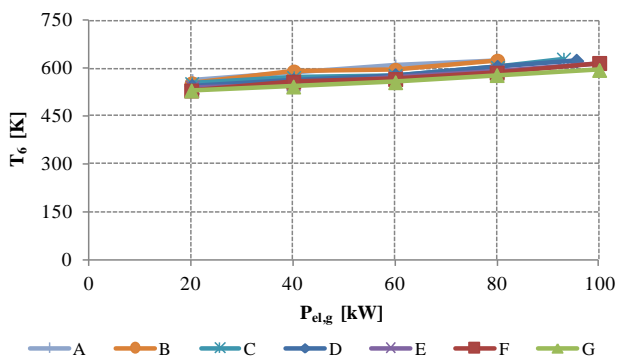


Figura 3-6 - Confronto tra gli andamenti della T_6

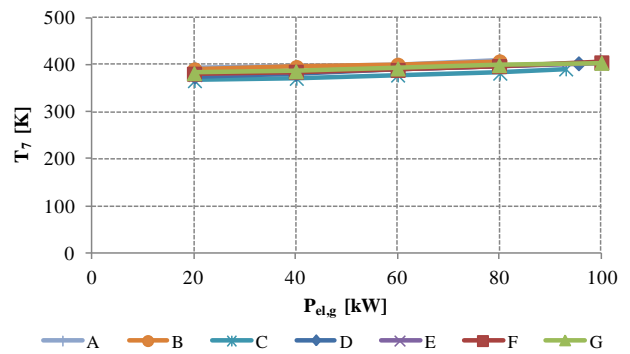


Figura 3-7 - Confronto tra gli andamenti della T_7

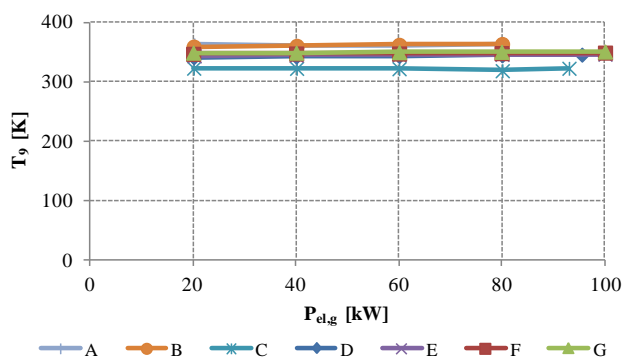


Figura 3-8 - Confronto tra gli andamenti della T_9

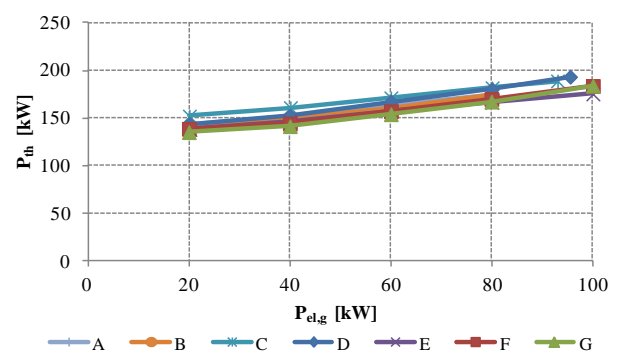


Figura 3-9 - Confronto tra gli andamenti della potenza termica

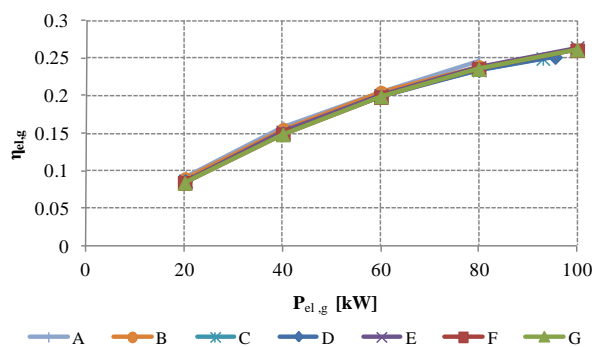


Figura 3-10 - Confronto tra gli andamenti dell'efficienza elettrica

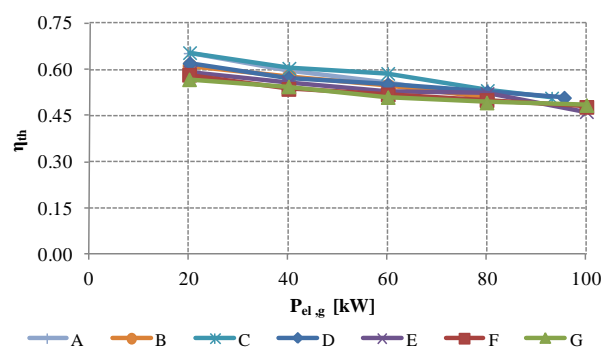


Figura 3-11 - Confronto tra gli andamenti dell'efficienza termica

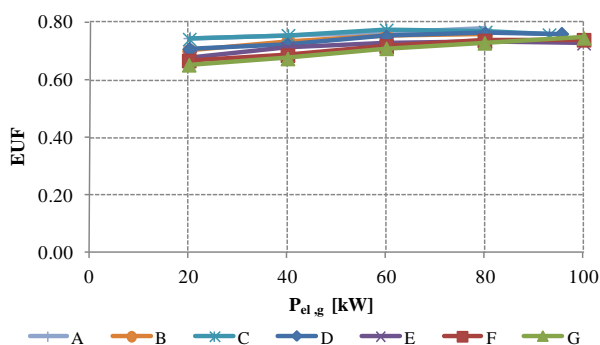


Figura 3-12 - Confronto tra gli andamenti dell'Energy Utilization Factor

Per quanto riguarda le portate in massa di aria (Figura 3-2), si ha che esse rimangono pressoché costanti al variare del carico, poiché la velocità di rotazione della turbomacchina è fissa. Si assiste invece all'incremento di α con la diminuzione del carico elettrico. Infatti, restando pressoché costante la portata di aria, e diminuendo la portata di combustibile, il rapporto fra le due grandezze aumenta.

In generale, si nota anche come la portata d'aria relativa alle due prove estive A e B sia inferiore a quella relativa alle rimanenti. Infatti, dal momento che la portata volumetrica elaborata rimane pressoché costante in tutte le condizioni ambientali (velocità di funzionamento costante) e l'aria ha una densità inferiore a temperature superiori, si ha che la portata in massa risulta essere minore al crescere della temperatura esterna. A tal proposito si veda la Figura 3-13, relativa ad una microturbina Capstone C30 rigenerata e funzionante a numero di giri fisso [46].

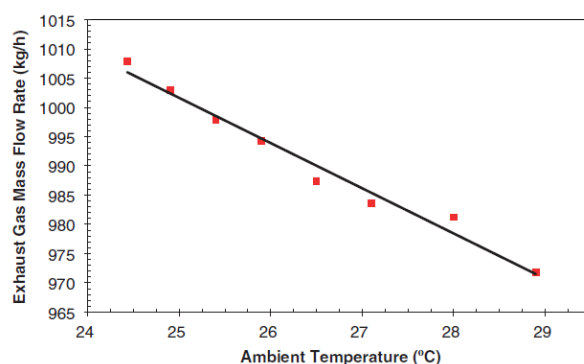


Figura 3-13 - Decremento sperimentale della portata di fumi al crescere delle temperatura ambiente estratto da [46]

Dallo stesso ragionamento è motivato il decremento dell' α al crescere delle temperature esterne.

Per quanto riguarda le temperature interne del ciclo Joule-Brayton, si assiste ovviamente ad un incremento di tali parametri all'aumentare del carico elettrico e della temperatura ambiente. Nel diagramma T-s, mostrato in Figura 3-14 sono tracciati i cicli relativi alle due prove A e G con potenza elettrica lorda pari a 80 kW, che presentano condizioni ambientali tra di loro estreme. All'aumentare della temperatura ambiente, ovvero della temperatura dell'aria di ingresso al turbocompressore, il ciclo termodinamico si sposta verso capisaldi con temperature ed entropie specifiche maggiori.

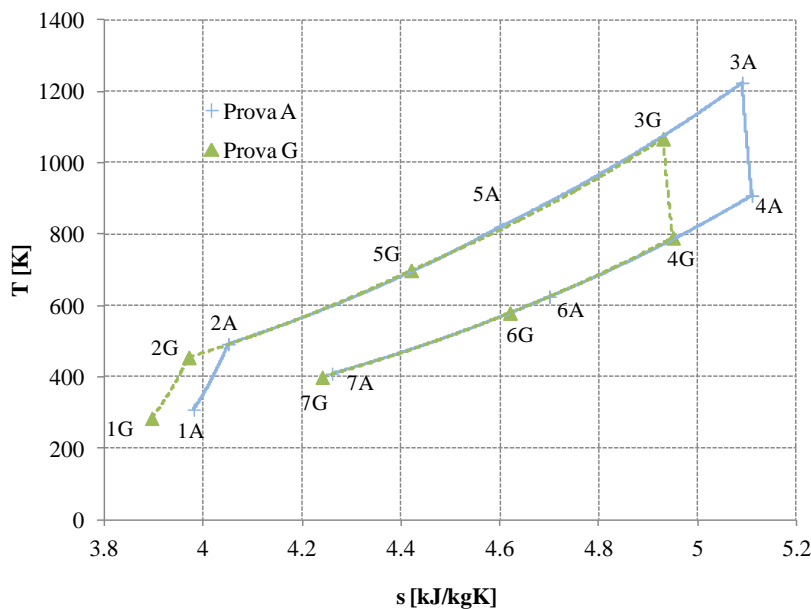


Figura 3-14 - Diagramma T-s del ciclo con $P_{el,g}$ pari a 80 kW, relativo alle prove con condizioni ambientali estreme

In ogni caso, si fa notare che, per quanto riguarda la T_4 , essa è sempre limitata al valore di 908 K (635°C, prove A e B) o 923 K (650°C, prove C, D, E, F e G) dal sistema di controllo della macchina.

Passando all'analisi del lato di recupero termico, si ha che la potenza termica recuperata dallo scambiatore fumi-acqua aumenta all'aumentare del carico elettrico, poiché maggiori sono le temperature dei fumi. Per tale parametro non si nota un particolare legame con le condizioni ambientali, bensì una correlazione con la temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore, proporzionale a sua volta a quella in uscita T_9 . Si evidenzia infatti come la prova C, caratterizzata da una potenza termica recuperata mediamente superiore alle altre prove, sia quella con una temperatura di uscita dell'acqua calda (ovvero di una temperatura di alimento) inferiore alle altre, ovvero pari a 50°C rispetto ai 80°C-90°C delle altre prove.

Per quanto riguarda le efficienze, si ha un decremento dell'efficienza elettrica lorda al decrescere del carico: passa da circa 26% a pieno carico al 9% al carico minimo testato. L'efficienza termica presenta invece un trend opposto, ovvero aumenta al diminuire del carico, poiché una quota percentuale maggiore della potenza in ingresso con il combustibile è trasformata in potenza termica (attriti, dispersioni, etc.) anziché in potenza elettrica.

L'effetto di quanto appena descritto è mostrato dal trend relativo all'EUF, ottenuto come somma delle due efficienze, che diminuisce in maniera poco accentuata al decrescere del carico elettrico. Si fa notare anche che esso è maggiore nella prova C, in cui anche l'efficienza termica è la più elevata rispetto agli altri casi.

Infine, è possibile confrontare i trend dei parametri appena mostrati in funzione della potenza elettrica, con i trend di altre macchine simili, mostrati in Figura 3-15. I dati per il confronto sono disponibili in letteratura in [48] e [57].

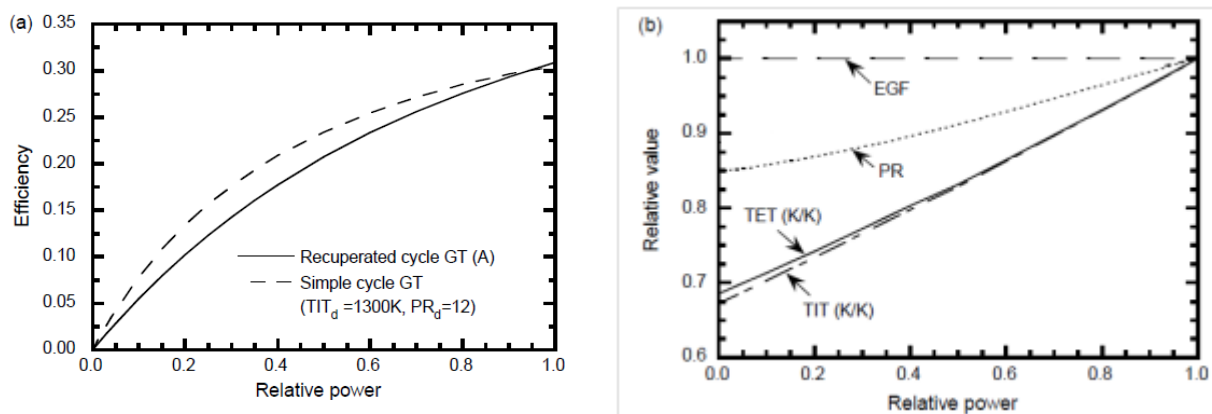


Figura 3-15 - Andamenti relativi ad una microturbina rigenerata. PR: pressure ratio (β); EGF: exhaust gas flow (\dot{m}_f); TIT e TET: turbine inlet temperature (T_3) e turbine exhaust temperature (T_4).

Come mostrato nelle figure seguenti, si può notare come i trend generali in funzione della potenza elettrica siano in linea con i dati sperimentali presentati.

Tabella 3-3 - Variazione percentuale dei principali parametri del ciclo, al decrescere della potenza elettrica da 100 kW a 20 kW. Confronto tra dato di letteratura [48] e [57] e sperimentale (Prova D).

	Letteratura	Sperimentale
T_2	-5%	-7%
$TIT - T_3$	-26%	-31%
$TET - T_4$	-26%	-26%
T_5	-20%	-27%
β	-13%	-18%
\dot{m}_{da}	0%	2%
$\eta_{el,g}$	-67%	-66%
\dot{m}_{db}	-40%	-39%
α	67%	67%

Infatti, per quanto riguarda la portata d'aria, è confermato l'andamento pressoché costante con il carico. Anche l'andamento del β realizzato dalla microturbina mantiene un decremento molto simile al valore di letteratura, diminuendo mediamente di circa il 18%, contro una diminuzione media in letteratura di circa il 13%. Il decremento dell'efficienza elettrica, pari a circa il 70% è identico a quello in figura.

Anche per quanto riguarda la T_4 , il trend sperimentale medio del 26% è confermato dal valore presente in letteratura.

3.2.2 Confronto tra le prove sperimentali e i dati di targa

Confrontando i dati ottenuti attraverso le prove sperimentali appena analizzate con i dati di targa del sistema, illustrati nel paragrafo 2.1.1, emerge quanto mostrato in Figura 3-42.

Nel grafico è confrontata la potenza lorda in funzione della temperatura di aspirazione dell'aria, con la potenza lorda nelle condizioni di fabbrica e sul campo (macchina nuova e installata sul campo), dichiarate dal costruttore e reperite sui relativi datasheet. Tali grandezze sono relative ad una T_4 massima di funzionamento di 650°C. Si può notare come i valori sperimentali siano in linea con i valori di performance sul campo dichiarati, mentre siano al di sotto dei dati di fabbrica.

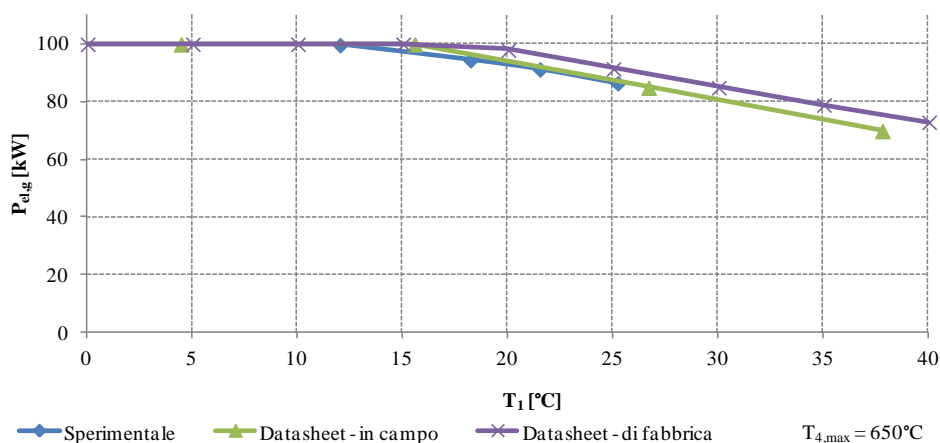


Figura 3-16 - Potenza elettrica lorda: confronto tra dati sperimentali, da schede tecniche sul campo e di fabbrica

E' stato, altresì, condotto un confronto, analogo al precedente, relativo all'efficienza elettrica sperimentale e quella sul campo dichiarata. Si ha che i valori ottenuti sperimentalmente sono inferiori a quelli da datasheet.

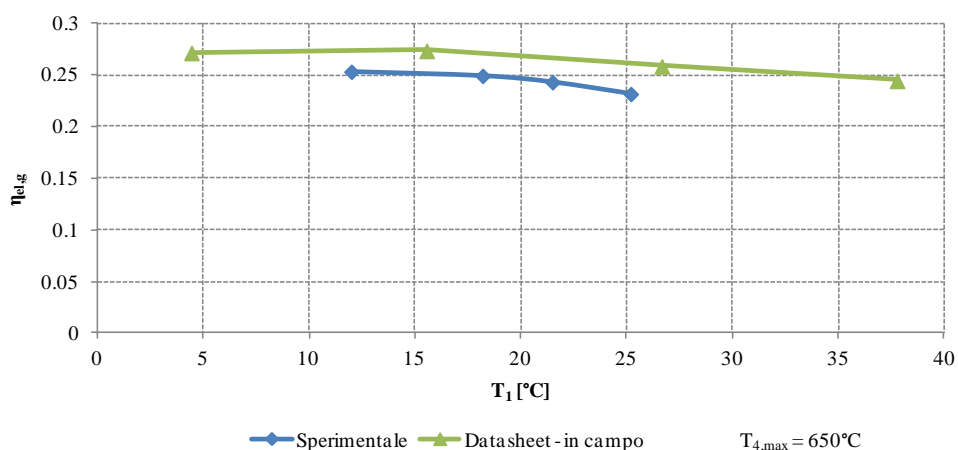


Figura 3-17 - Efficienza elettrica lorda in funzione della temperatura di carico: confronto tra dati sperimentali e da datasheet sul campo

Le cause di tale scostamento potrebbero essere le seguenti:

- Scostamento del PCI del gas naturale da quello utilizzato per la caratterizzazione da datasheet: si fa notare che una variazione di 5% sul valore di tale parametro, comporta una variazione di 1.3% dell'efficienza elettrica a carico nominale;
- Presenza di cadute di pressione in aspirazione dell'aria (si veda Figura 2-10) e allo scarico dei fumi (si veda Figura 2-11): una caduta di pressione di 1000 Pa all'aspirazione e allo scarico, comporta un decremento assoluto dell'efficienza elettrica della macchina del 2%.

Si confronta ora il fattore di utilizzazione dell'energia (EUF) sperimentale con quello da datasheet, definito come somma del rendimento elettrico e termico. Si nota come i due valori siano prossimi tra di loro. Tale evidenza sottolinea che la quota di potenza termica in ingresso alla macchina sotto forma di combustibile viene degradata in potenza termica recuperabile dai fumi, ovvero è incrementata l'efficienza termica del sistema, a discapito di quella elettrica.

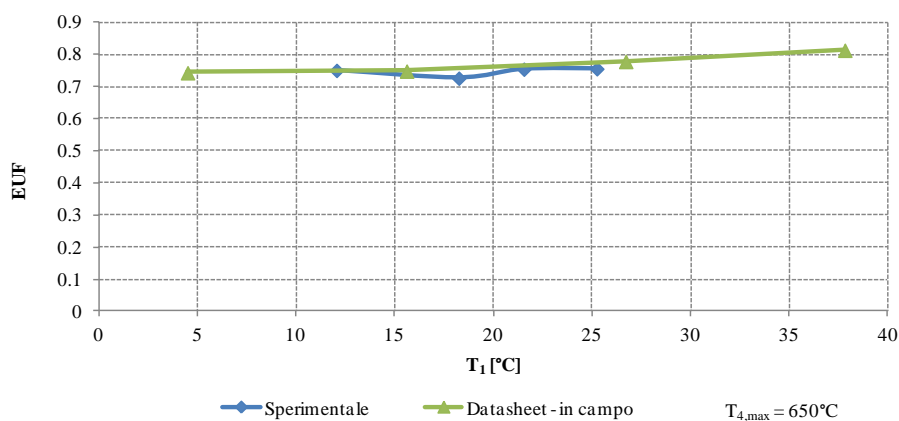


Figura 3-18 - EUF in funzione della potenza elettrica lorda: confronto tra dati sperimentali e da datasheet sul campo

A titolo di confronto dei dati sperimentali con quelli del costruttore, in Figura 3-45 è mostrato l'andamento sperimentale della T₆ in funzione della T₄ con quello fornito dal costruttore, relativo a prove di fabbrica.

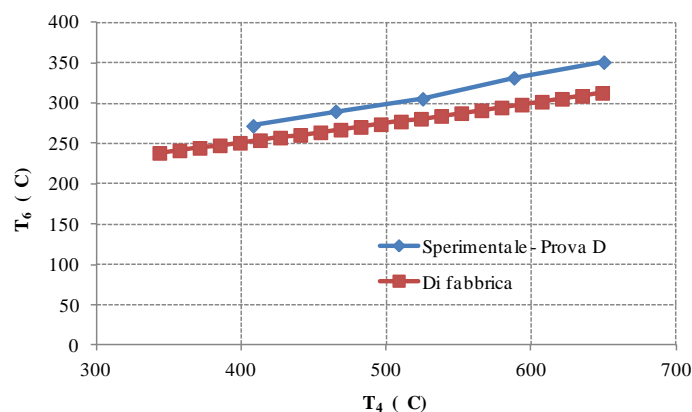


Figura 3-19 - confronto tra andamento di T₆ vs. T₄ sperimentale e di fabbrica

Si può notare come, a parità di T₄ si abbiano delle temperature T₆ sperimentali maggiori rispetto alle prove di fabbrica. Tale scostamento potrebbe essere dovuto al derating dell'efficienza di scambio termico del rigeneratore, dovuta all'utilizzo della macchina, che provoca l'uscita dei gas di scarico dal rigeneratore a temperature maggiori.

3.2.3 Note sull'efficienza del rigeneratore

In questo capitolo vengono evidenziati alcuni commenti riguardanti l'andamento dei parametri di funzionamento del rigeneratore ai diversi carichi del ciclo.



Figura 3-20 - Schema del rigeneratore

In particolare si vuole confrontare l'andamento sperimentale dell'efficienza e del NTU con quello di uno scambiatore simile, attraverso le formulazioni reperibili in letteratura e relative ad uno scambiatore in controcorrente.

Nella sezione relativa alla presentazione dei dati sperimentali sono mostrati gli andamenti dell'efficienza di scambio termico in funzione del carico elettrico, per ogni prova sperimentale considerata.

Si vogliono ora determinare gli stessi andamenti per uno scambiatore simile, ma utilizzando le correlazioni reperibili in letteratura.

E' stata dunque effettuata un'analisi attraverso il metodo della differenza di temperatura logaritmica media ΔT_{lm} ed il metodo di verifica ε -NTU.

E' determinata la ΔT_{lm} con la seguente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_4 - T_5) - (T_6 - T_2)}{\ln \frac{(T_4 - T_5)}{(T_6 - T_2)}}$$

E' poi determinata la potenza termica scambiata tra i due fluidi, all'interno del rigeneratore:

$$P_{th,rig} = \dot{m}_f \cdot \bar{c}_{p,f} \cdot (T_4 - T_6)$$

Attraverso le tabelle concernenti gli scambiatori in controcorrente (si veda Figura 3-21) sono calcolati i parametri P ed R, utilizzati per determinare il fattore F.

A questo punto si determina il prodotto tra coefficiente globale di scambio termico H e superficie di scambio A come segue:

$$H \cdot A = \frac{P_{th,exch}}{F \cdot \Delta T_{lm}}$$

Si determina, altresì, il rapporto delle capacità termiche delle portate C_r con la seguente:

$$C_r = \frac{(\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{max}}$$

dove il numeratore ed il denominatore si riferiscono, rispettivamente, al valore minimo e massimo del prodotto ed i \bar{c}_p rappresentano il calore specifico medio, calcolato ad una temperatura media tra le temperature di entrata ed uscita di ciascun fluido.

Si è successivamente determinato il NTU attraverso la definizione $NTU = \frac{H \cdot A}{(\dot{m} \cdot \bar{c}_p)_{min}}$

Attraverso le tabelle $R_s - C_r - NTU$ [15], riportate in Figura 3-22 si è infine determinato il valore dell'efficienza R_s del rigeneratore, mostrato in Figura 3-23.

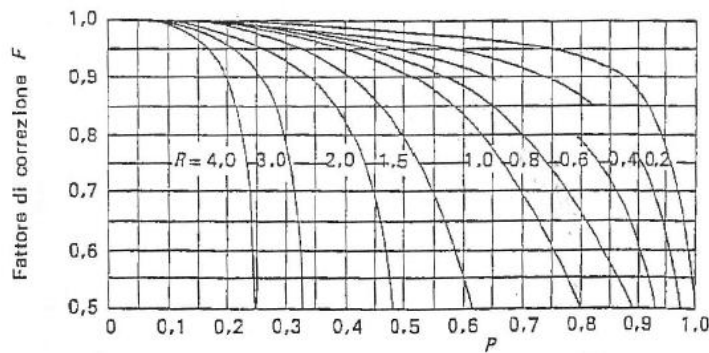


Figura 3-21 - Andamento di F in funzione di P ed R [15]

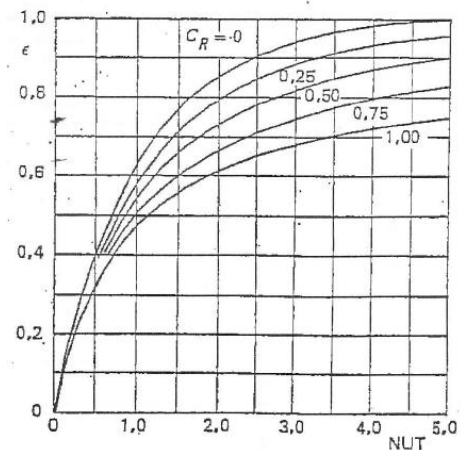


Figura 3-22 - Andamento $R_s - C_r - NTU$ [15]

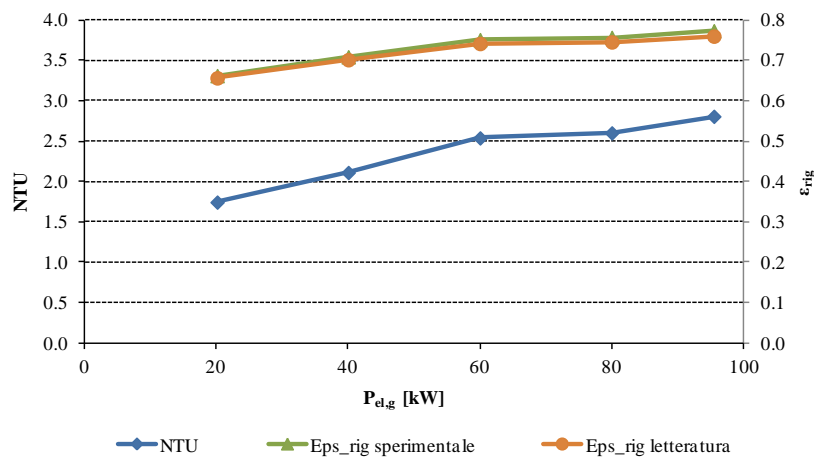


Figura 3-23 - Confronto tra ϵ_{rig} sperimentale e calcolato per scambiatore in controcorrente (Prova D)

Si nota come vi sia una buona corrispondenza tra i valori sperimentali e quelli calcolati.

3.3 Caratterizzazione del sistema microturbina - assorbitore

Di seguito sono presentati i dati sperimentali e le rispettive elaborazioni, relativi ad alcune prove estive in assetto trigenerativo, realizzate tra il 2010 ed il 2011 e scelte per la caratterizzazione dell'assorbitore.

Le prove analizzate sono elencate nella tabella successiva.

Tabella 3-4 - Elenco delle prove sperimentali in trigenerazione

Codice Prova	Data prova	Temperatura esterna	Assetto	T _{4,max}
A1	08 Luglio 2010	30°C	Trigenerazione	635°C
M	12 Luglio 2010	29°C	Trigenerazione	635°C
N	13 Luglio 2010	27°C	Trigenerazione	635°C
B1	14 Luglio 2010	27.5°C	Trigenerazione	635°C
O	22 Luglio 2011	27.5°C	Trigenerazione	635°C

Si può notare come, poiché le prove denominate A e B sono state già trattate in precedenza, esse vengono identificate come A1 e B1.

Obiettivo dell'attività di sperimentazione presentata in questo capitolo è stata la caratterizzazione delle performance relative all'assorbitore di calore, a differenti condizioni ambientali e di alimento.

Al fine di ottenere una descrizione del ciclo la più completa possibile, le prove sono state eseguite in giornate con differenti condizioni ambiente e con differenti temperature dell'acqua calda di alimento, tramite l'impostazione di differenti livelli di carico elettrico della microturbina, che alimenta l'assorbitore, ad 80 kW, a 60 kW, a 40 kW ed a 20 kW. Non è presente il punto a 100 kW, poiché tale potenza non è raggiungibile dalla macchina in presenza delle condizioni ambiente estive: la trattazione sperimentale ha dunque considerato il primo valore di potenza raggiungibile tra quelli considerati.

Le tabelle ed i grafici che mostrano gli andamenti e le elaborazioni dei dati sperimentali relativi ciascuna prova sono riportati nell'allegato A2, nell'ultima sezione del presente elaborato.

Tabella 3-5 - Definizione delle potenze elettriche lorde richieste per ciascun Caso

Caso	Potenza lorda impostata [kW]
1	-
2	80
3	60
4	40
5	20

Per quanto riguarda l'acquisizione dei dati durante le prove, attraverso il sistema eWON introdotto nel capitolo 2.2.1, sono stati monitorati in maniera continua nel tempo i parametri e, una volta raggiunte le condizioni di stazionarietà termodinamica per ciascun carico, tali parametri sono stati acquisiti e utilizzati nelle successive analisi.

A titolo di esempio, in Figura 3-24 è mostrato l'andamento della potenza lorda, della percentuale di ossigeno allo scarico e delle temperature dell'acqua a valle e a monte del recuperatore fumi-acqua, relative ad una prova del Luglio 2011.

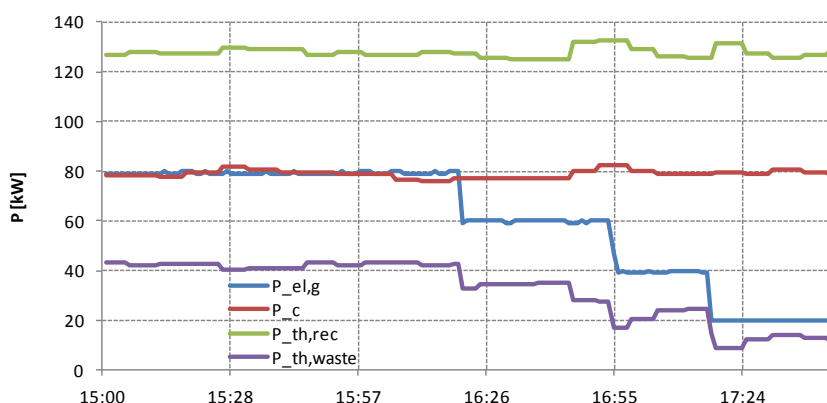


Figura 3-24 - Andamento delle potenze relative ad una giornata di attività del sistema di trigenerazione

In questo caso, si è passati da una potenza elettrica lorda di 80 kW a 20 kW, attraverso degli step della durata media di circa 15 minuti. Il sistema di regolazione dell'impianto provvede a mantenere la temperatura dell'acqua di alimento

intorno ad un determinato set point, bypassando parte dei fumi direttamente al camino. Tale situazione fa sì che, compatibilmente con le condizioni ambiente, la potenza frigorifera dell'assorbitore rimanga costante, ma vi sia una quota di potenza termica che è scaricata in ambiente.

Un altro esempio di acquisizione in continua, relativo all'attivazione giornaliera dell'assorbitore, è mostrato nel seguito.

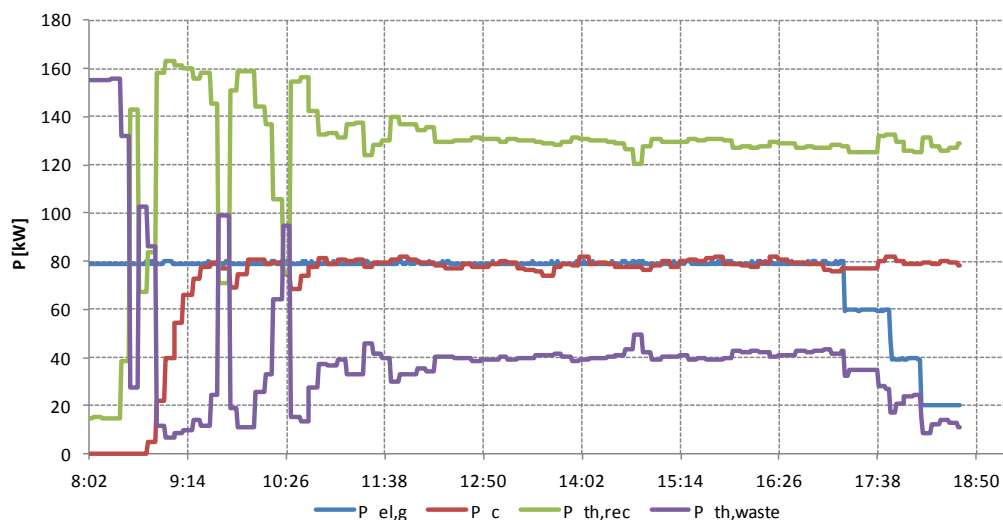


Figura 3-25 - andamento della potenza elettrica, frigorifera, termica recuperata e termica dissipata in una giornata di funzionamento del sistema microturbina-assorbitore

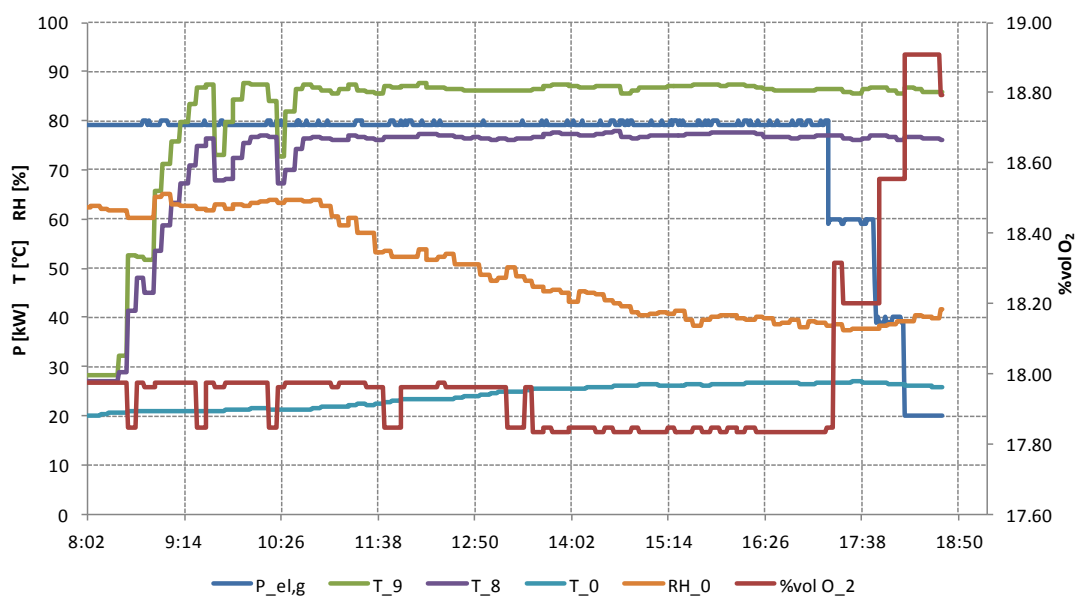


Figura 3-26 - andamento dei principali parametri in una giornata di funzionamento del sistema microturbina-assorbitore

In Figura 3-25 e Figura 3-26 è mostrata una giornata di funzionamento del sistema microturbina-assorbitore, relativa al mese di Luglio 2011.

Si fa notare che la potenza elettrica lorda $P_{el,g}$ della microturbina è impostata su 80 kW e l'attivazione dell'assorbitore è programmata per le 8,45. Dopo un transitorio di circa 30 minuti, la potenza frigorifera P_c si stabilizza al valore nominale, eccetto per una seconda e trascurabile fluttuazione. Il transitorio termico relativo al lato acqua calda (fluttuazione di T_9 e T_8) si estingue, invece, in circa 2 ore dall'avvio della macchina. Dalle ore 17,00 è eseguita una prova sperimentale con 4 rampe di carico elettrico a 60 kW, 40 kW e 20 kW. La temperatura dell'acqua di mandata all'assorbitore T_9 è mantenuta ad un valore di set point costante, con conseguente generazione di una potenza frigorifera costante. Come già sottolineato in precedenza, la potenza termica non utilizzata dall'assorbitore è scaricata in ambiente attraverso un bypass parziale dei fumi di scarico.

Dai dati relativi alle acquisizioni in continuo, come quelli appena mostrati, sono stati ricavati ulteriori dati sperimentali utili per la caratterizzazione delle performance del sistema di trigenerazione.

3.3.1 Confronto tra le prove sperimentali e i dati di targa

Di seguito sono confrontati graficamente gli andamenti del COP e della potenza frigorifera erogata dall'assorbitore, in funzione dei parametri più significativi del ciclo.

Tali parametri sono la temperatura di ingresso nel generatore dell'acqua calda dalla microturbina T_{10} e la temperatura di ingresso nel condensatore dell'acqua di torre T_{12} .

Si tenga presente che, per quanto riguarda la Prova A1 e i primi due casi della Prova M, l'assorbitore era impostato per garantire una temperatura di mandata dall'evaporatore di 8°C . Tale temperatura, al fine di aumentare il COP e la potenza frigorifera erogata, è stata poi abbassata a 7°C .

Nei grafici che seguono sono riportati, non solo i dati relativi alle prove sperimentali A1, M, N, B1, ma anche quelli relativi alle acquisizioni in continuo svoltesi nei mesi di luglio ed agosto 2011.

A titolo di confronto, sono poi riportati in ciascun grafico i trend di targa relativi a potenza frigorifera e COP, evincibili dai datasheet dell'assorbitore (linea rossa) già mostrati in Figura 2-18.

Tali andamenti sono ottenuti con le portate dei fluidi costanti e pari a: $\dot{m}_{11} = 8 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{m}_{13} = 37\text{-}39 \text{ m}^3/\text{h}$, $\dot{m}_{15} = 17\text{-}18 \text{ m}^3/\text{h}$.

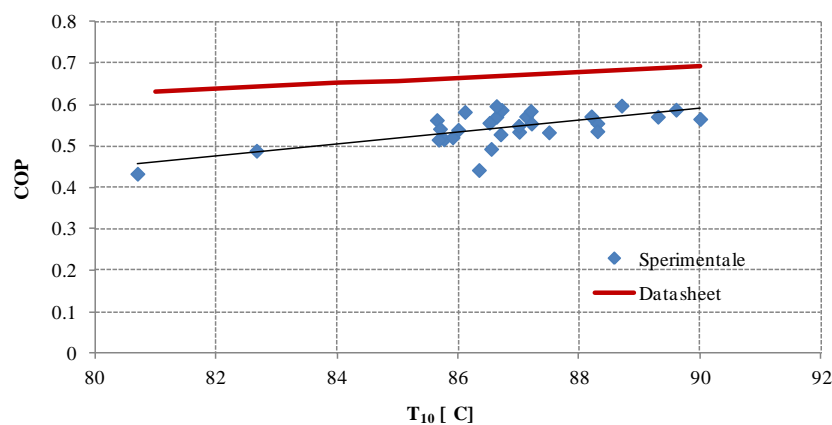


Figura 3-27 - Andamento del COP in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua nel generatore (con $T_{15}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{13}=31^{\circ}\text{C}$, portate costanti)

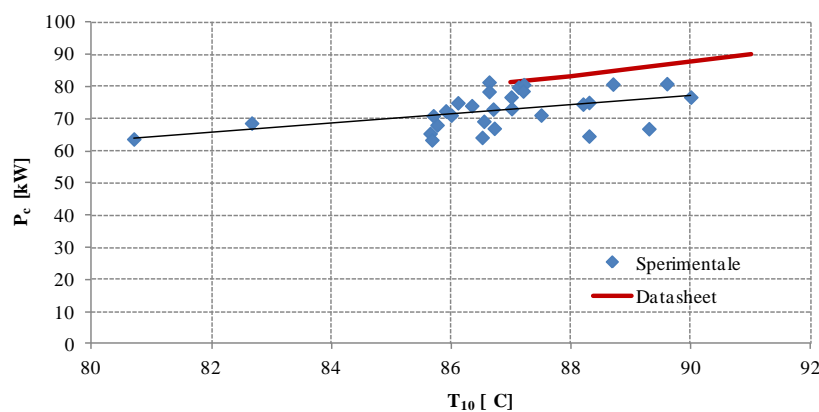


Figura 3-28 - Andamento della potenza frigorifera in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua nel generatore (con $T_{15}=8^{\circ}\text{C}$, $T_{13}=32^{\circ}\text{C}$, portate costanti)

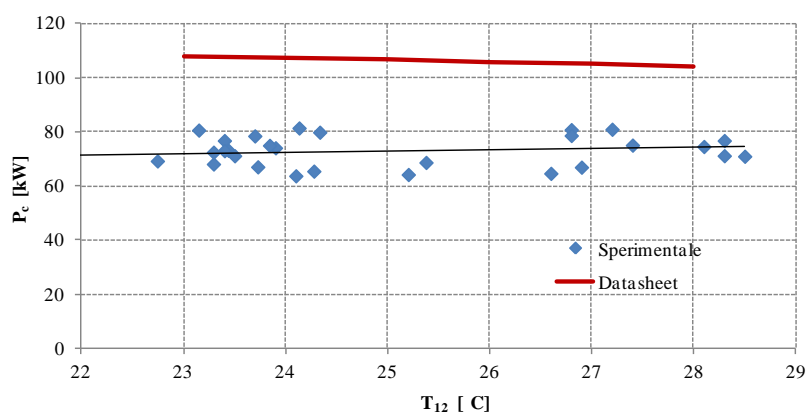


Figura 3-29 - Andamento della potenza frigorifera in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore (con $T_{15}=8^{\circ}\text{C}$, $T_{10}=95^{\circ}\text{C}$, $T_{11}=80^{\circ}\text{C}$ portate costanti)

Si può notare come le performance dell'assorbitore siano inferiori a quelle indicate nelle schede tecniche, che si riferiscono alla macchina testata in fabbrica.

Escludendo un errore di misurazione, lo scostamento è probabilmente dovuto allo sporco degli scambiatori dell'assorbitore occorso in seguito al normale e prolungato utilizzo di tale macchina. Tale ipotesi è supportata dalla Figura 3-60, in cui è mostrato il decremento della potenza frigorifera e del consumo di combustibile (acqua calda) in funzione dello spessore dello sporco delle pareti degli scambiatori. Si fa notare che uno sporco con spessore di 0,6 mm porta ad una diminuzione della capacità di raffreddamento del 25% e l'incremento della potenza necessaria in ingresso del 25%, mentre uno sporco di 0,4 mm porta ad una diminuzione della capacità di raffreddamento del 15% e l'incremento della potenza necessaria in ingresso di circa il 15%. Tale ultimo spessore, come si vedrà nel paragrafo 4.3.1, è in grado di motivare in maniera abbastanza affidabile, il derating misurato.

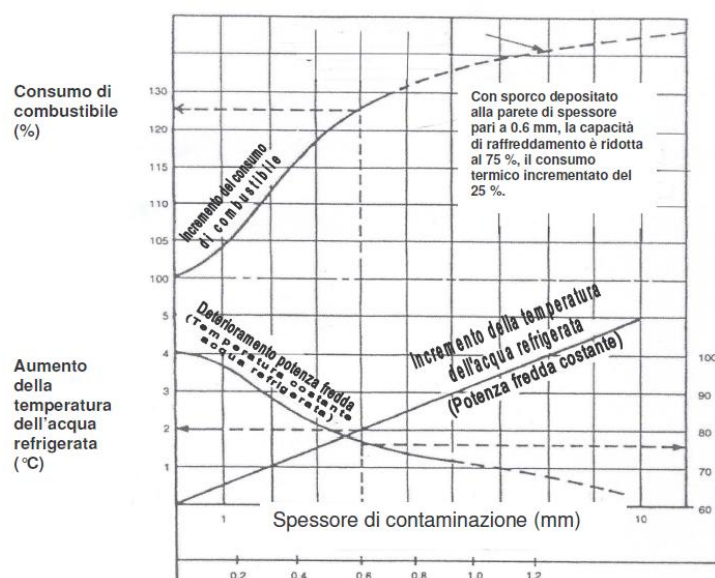


Figura 3-30 - Influenza dello sporco sulle performance della macchina (fonte: Century)

Come si può notare dalla Figura 3-61, la torre evaporativa, asservita al raffreddamento dell'assorbitore, lavora con una differenza tra la temperatura dell'acqua raffreddata e quella ambiente di bulbo umido pari a circa 6°C .

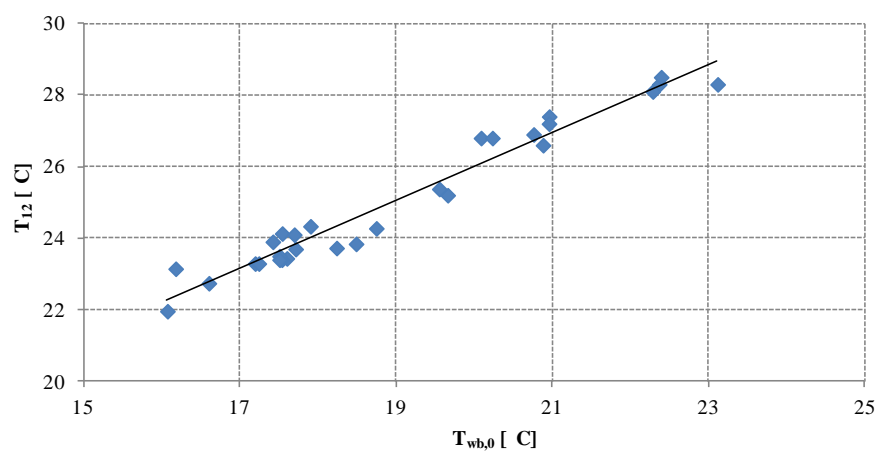


Figura 3-31 - Andamento della temperatura di uscita dalla torre evaporativa in funzione della temperatura ambiente di bulbo umido

3.4 Caratterizzazione del sistema microturbina - desiccant

In questa sezione verranno illustrati i risultati sperimentali del funzionamento dell'impianto desiccant cooling system del Politecnico di Torino.

Obiettivo dell'attività di sperimentazione, presentata in questo capitolo, è stato la caratterizzazione delle performance relative al desiccant cooler, con differenti condizioni ambientali di temperatura e umidità relativa.

Diversamente da quanto visto nelle prove di caratterizzazione della microturbina, in questo caso la macchina è stata impostata per erogare una potenza elettrica lorda costante di 80 kW. Pertanto, la temperatura dell'acqua di mandata al desiccant presenta valori pari a circa 85 °C.

Le tabelle ed i grafici che mostrano gli andamenti e le elaborazioni dei dati sperimentali relativi alle prove più significative, scelte per la presente trattazione, sono riportati nell'allegato A3, nell'ultima sezione dell'elaborato.

Le prove riguardano differenti giornate di funzionamento nei mesi estivi del 2010 e del 2011, in cui il set di dati analizzato è relativo al periodo compreso tra le 10 e le 18.

Tabella 3-6 - Elenco delle prove sperimentali scelte per la caratterizzazione del desiccant

Codice Prova	Data prova	Temperatura esterna media (°C)	Umidità esterna media	Assetto	T _{4,max}
P	8 settembre 2011	28.5	43.2	Trigenerazione	635°C
Q	2 settembre 2011	29.3	53.1	Trigenerazione	635°C
R	19 settembre 2010	22	61	Trigenerazione	635°C
S	18 settembre 2010	19.5	96	Trigenerazione	635°C
T	13 settembre 2010	25.7	45	Trigenerazione	635°C
U	11 settembre 2010	26.2	38	Trigenerazione	635°C
V	9 settembre 2010	23.7	67.2	Trigenerazione	635°C
Z	8 settembre 2010	21.7	73.7	Trigenerazione	635°C

3.4.1 Confronto tra le prove sperimentali

Dal confronto delle prove sperimentali, e da una prima analisi dei dati raccolti, emergono una serie di considerazioni.

Innanzitutto, si fa notare la dinamica di funzionamento delle unità desiccant.

A tal proposito, si consideri il diagramma psicrometrico relativo alla prova T mostrato in Figura 3-32 (presente nell'allegato A3): in esso sono riportate le condizioni di temperatura e umidità relativa dell'aria di processo a monte (16) e a valle (17) di ciascuna unità attiva. La temperatura di ingresso T₁₆ è compresa tra 25°C e 27°C, mentre quella di mandata T₁₇ tra 21°C e 24°C: non si ha dunque una variazione sensibile di tale parametro termodinamico. Analizzando le umidità relative del flusso d'aria, si constata, invece, la diminuzione da 35%-40% all'ingresso a 20%-24% in uscita. I valori in uscita sono funzione della concentrazione della soluzione di LiCl in acqua, ed in generale sono compresi tra nel range di 20-27%.

Come visto nel paragrafo 2.1.3, la soluzione va costantemente rigenerata attraverso l'apporto di energia termica. Infatti, è necessario asportare dalla soluzione la massa di acqua sottratta dall'aria, che provoca un innalzamento del livello di LiCl-acqua. Il livello è utilizzato per la regolazione della macchina stessa: attraverso un sensore è aperta (livello alto, necessità di rigenerare la soluzione) o chiusa (livello basso, soluzione concentrata) la valvola di alimento dell'acqua calda. Tale fenomeno è visibile dall'andamento delle temperature T₈ e T₉, mostrate in Figura 3-33 (presente nell'allegato A3): si ha una temperatura di mandata compresa tra 82°C e 84°C, regolata dalla logica di controllo della microturbina, ed una temperatura di ritorno che oscilla tra 78°C, con valvola chiusa, e 65°C in concomitanza con l'apertura della valvola.

Nella stessa figura sono riportati i valori della temperatura, umidità ed entalpia ambiente. Si può notare come la giornata considerata, sia caratterizzata da una temperatura media di 25.5°C ed una umidità del 40%, ovvero da un'entalpia specifica media di circa 46 kJ/kgK.

Per quanto riguarda le potenze caratteristiche relative all'unità, si ha un valore medio giornaliero della potenza termica assorbita pari a 56.1 kW e della potenza frigorifera erogata di 23.4 kW. A tali valori corrisponde un COP medio di 0,42.

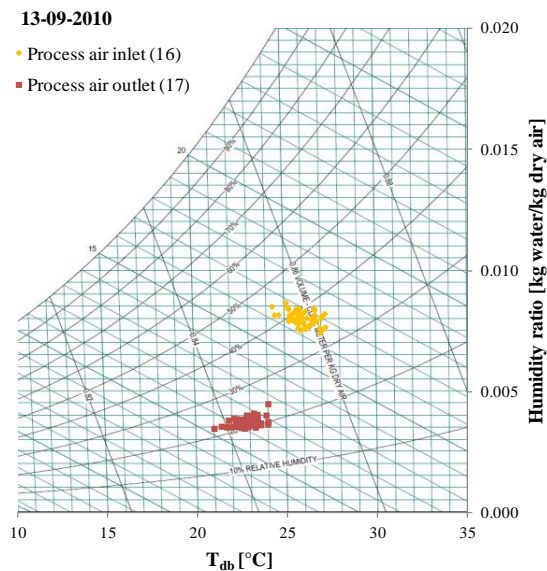


Figura 3-32 - Diagramma psicrometrico relativo alla prova T; funzionamento 10.00-18.00

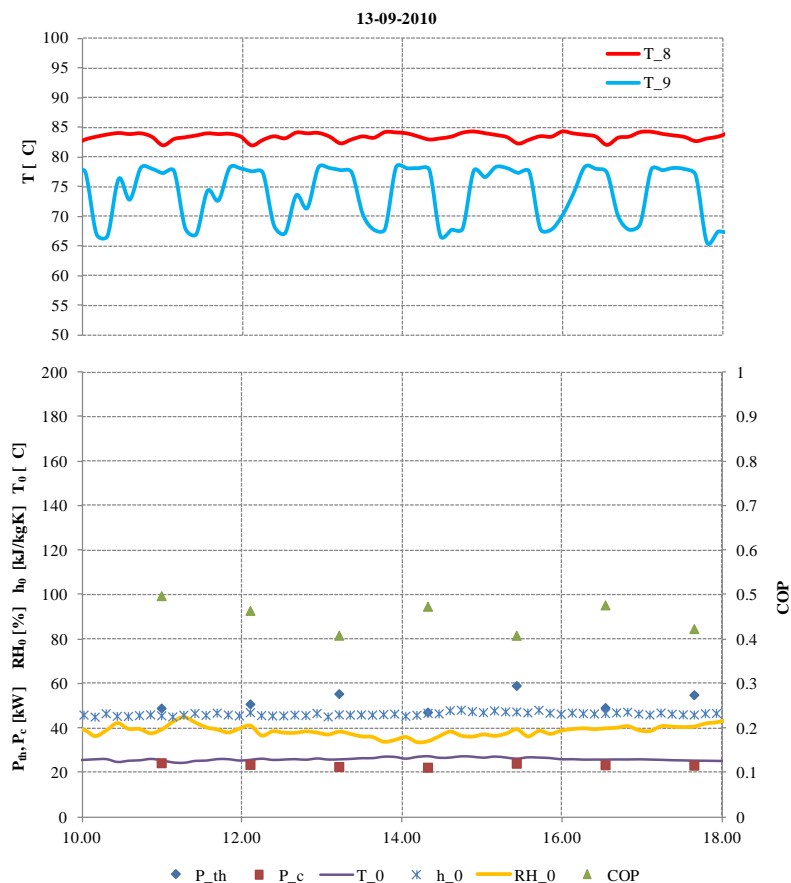


Figura 3-33 - Andamento dei principali parametri relativi alla prova T; funzionamento 10.00-18.00, 1 unità attiva

Confrontando tra loro i dati relativi alle prove sperimentali, si può notare come l'andamento della potenza frigorifera P_c segua quello dell'entalpia ambiente.

Si considerino, infatti, le seguenti prove:

- prova S: giornata fresca e umida, caratterizzata da temperatura ambiente compresa tra 19°C - 21°C e umidità relativa superiore all'80%, la cui entalpia è compresa tra 50 kJ/kg e 60 kJ/kgK; potenza frigorifera media generata pari a circa 29 kW/unità;

- prova Z: giornata calda e secca, caratterizzata da temperatura ambiente superiore a 27°C e umidità relativa compresa tra 25% e 50%, la cui entalpia è compresa tra 47 kJ/kgK e 53 kJ/kgK; potenza frigorifera media generata pari a circa 26 kW/unità;
- prova R: giornata fresca e secca, caratterizzata da temperatura ambiente compresa tra 20°C - 23°C e umidità relativa compresa tra 45% e 55%, la cui entalpia è compresa tra 47 kJ/kgK e 43 kJ/kgK; potenza frigorifera media generata pari a circa 21 kW/unità.

Dal confronto delle performance relative alle tre giornate, si evince come la potenza frigorifera generata da ciascuna unità sia pari a 26-29 kW in giornate con entalpia maggiore (prove S e Z), rispetto a 21 kW erogati in una giornata fresca e secca, con bassa entalpia ambiente (prova R).

Per quanto riguarda il COP, si evidenzia come esso sia compreso tra un valore medio di 0,36 ottenuto durante la prova S, e 0,62, ottenuto nel corso della prova P. In particolare, si considerino, tali due prove:

- prova S: giornata fresca e umida, caratterizzata da temperatura ambiente compresa tra 19°C - 21°C e umidità relativa superiore all'80%, la cui entalpia media è pari a 52 kJ/kgK;
- prova P: giornata calda e secca, caratterizzata da temperatura ambiente media di 28.4°C e umidità relativa media di 42%, la cui entalpia media è pari a 51.5 kJ/kgK;

Si può dunque notare che esso non sia funzione dell'entalpia, bensì della temperatura ambiente. Infatti, a parità di entalpia media, si ottiene un COP maggiore quando la temperatura ambiente è maggiore.

In generale, si fa notare che il desiccant cooling system è stato originariamente progettato per operare assieme ad un motore primo con potenza termica erogabile maggiore di quella della microturbina. Dalla Figura 3-33 si evince infatti come la potenza termica assorbita da una unità sia generalmente compresa tra 45 kW e 55 kW (a seconda delle condizioni di funzionamento). Per tale ragione, si può considerare che la configurazione più adeguata, in relazione al sistema considerato, sia quella di accoppiamento tra microturbina e 3 unità desiccant, in grado di sfruttare al meglio la potenza termica generata dal motore primo.

3.5 Conclusioni ed osservazioni relative alla sperimentazione

Nel presente capitolo, sono stati presentati i dati sperimentali relativi ai sistemi di trigenerazione installati presso il Politecnico di Torino. Tali dati, sono stati utilizzati per caratterizzare i tre sistemi considerati:

- microturbina a gas;
- assorbitore a bromuro di litio;
- desiccant cooler.

Come indicato nel capitolo 3, durante l'attività sperimentale sono emerse una serie di criticità dovute alla complessità degli impianti, che sono state risolte attraverso interventi dei tecnici del Politecnico e dei centri di assistenza.

Dall'analisi ed il confronto dei dati sperimentali, è stato possibile caratterizzare i sistemi energetici.

In generale, si segnala uno scostamento dei dati sperimentali dalle performance dichiarate dai costruttori della microturbina e dell'assorbitore.

Nel primo caso le cause possono essere ricercate nelle differenti condizioni di funzionamento sul campo, rispetto a quelle previste in sede di caratterizzazione di fabbrica, ovvero la presenza di maggiori perdite di pressione nell'aspirazione dell'aria comburente e nello scarico dei fumi, dovute alle necessarie canalizzazioni di quest'ultima.

Per quanto riguarda l'assorbitore, lo scostamento potrebbe essere dovuto allo sporcamento dello scambiatore di calore relativo al condensatore. Si è infatti mostrato come il derating registrato fosse spiegabile attraverso la formazione di uno strato sottile (mediamente 0,4 mm) di fouling, probabilmente dovuto alla formazione di alghe e al deposito di calcare sulle superfici di scambio. In seguito ad un intervento di pulizia straordinario di tali elementi, sarà possibile effettuare, nel proseguimento delle attività sperimentali, un'ulteriore campagna di acquisizione e caratterizzazione della macchina.

In relazione al desiccant, la caratterizzazione presentata rappresenta la prima parte dell'attività sperimentale su tale impianto: infatti saranno effettuate delle prove caratterizzate dalla variazione delle condizioni di alimento, ovvero le performance della macchina saranno testate in funzione della temperatura dell'acqua calda utilizzata per il processo di rigenerazione, come già realizzato per l'assorbitore.

4. Simulazione del sistema microturbina-assorbitore

Nel seguente capitolo è descritto in maniera completa il modello di simulazione realizzato interamente nell'ambito del progetto di ricerca del Dottorato.

Tale modello è stato sviluppato tramite il tool di simulazione Simulink di Matlab e intende descrivere il funzionamento in dinamica del sistema di trigenerazione composto dalla microturbina a gas e dall'assorbitore, nonché simularne le performance energetiche ed economiche attraverso la definizione di indici di valutazione.

Il modello è stato poi validato attraverso l'utilizzo dei dati sperimentali mostrati in precedenza, e su questa base, è stata condotta un'analisi critica dei risultati e delle ipotesi di calcolo adottate.

4.1 Stato dell'arte

Nel corso degli ultimi anni, si è assistito ad un graduale miglioramento dei sistemi di produzione combinata di energia elettrica, termica e frigorifera (CHCP), attraverso all'incremento dell'efficienza nella produzione di energia elettrica e termica e, soprattutto, attraverso il miglioramento dell'affidabilità di gestione.

I continui progressi, da parte delle tecniche di telecontrollo, hanno offerto una crescente flessibilità e semplificazione nella gestione e nell'utilizzo delle tecnologie di cogenerazione e trigenerazione, attraverso l'ottimizzazione della manutenzione e la possibilità di supervisionare a distanza il processo.

Sulla base di queste considerazioni, sarebbe facilmente ipotizzabile un'ampia diffusione di tali tecnologie, che richiederebbe un'efficace integrazione con le reti di potenza esistenti: sono molte le ricerche effettuate su questo argomento ed orientate all'ottimizzazione ed alla riorganizzazione di reti energetiche, nonché all'incremento dell'affidabilità dei sistemi di potenza basati sull'approccio della generazione distribuita [49].

La flessibilità di tali sistemi offre l'opportunità di seguire il carico elettrico o termico dell'utenza e permette l'adozione di una strategia operativa del tipo peak/off-peak; in tale maniera è possibile ottimizzare la gestione economica complessiva.

La performance del sistema a carico nominale e parziale diventa dunque un'informazione necessaria al fine di gestire un impianto di trigenerazione e di ottimizzarne il risultato energetico ed economico [50].

Alla luce di ciò, la possibilità di predire le performance energetiche dell'impianto acquista crescente importanza; questa opportunità può essere ottenuta attraverso lo sviluppo di modelli di simulazione, in grado di prevedere in maniera precisa il comportamento reale dell'impianto.

Tale ambito è stato teatro di un crescente interesse da parte della ricerca applicata: nell'ultimo ventennio, la disponibilità di sistemi computazionali e di calcolo sempre più potenti ed accessibili ha portato ad una crescente complessità ed accuratezza delle simulazioni.

In letteratura, sono presenti molti esempi di modelli di simulazione di turbine a gas, suddivisi principalmente in due gruppi di impianto: turbine a gas del tipo heavy duty e micro turbine a gas.

Per quanto riguarda il primo gruppo, in [51] e in [52] sono presentati due modelli di turbina a gas non rigenerativa: in [51] è mostrato un modello dinamico per la diagnosi relativa alla diminuzione delle performance di un impianto con turbina a gas, mentre in [52] è stato sviluppato un codice di calcolo per la simulazione di una turbina a gas a fini di ottimizzazione e test. In tali studi è stato analizzato il comportamento degli impianti in condizioni transitorie per quanto riguarda il carico nominale [51] e i carichi parziali [52].

Inoltre, in [51] gli autori hanno calibrato il modello attraverso una procedura teorica, mentre in [52] è stato utilizzato un set di dati sperimentali.

Le analisi riportate in [53] e [54] sono relative ad altri due modelli di turbine a gas heavy duty, ma in questi casi gli impianti considerati sono del tipo rigenerativo: in [53] è stato sviluppato un tool calibrato attraverso un set di dati sperimentali relativi ad una macchina da 4,5 MW, che permette la diagnosi e la valutazione del ciclo termodinamico in condizioni stazionarie, mentre in [54] il modello è in grado di simulare l'impianto in condizioni di transitorio. In entrambi i lavori sono considerate le sole condizioni di funzionamento nominale.

Per quanto riguarda impianti di piccola taglia, in [55] e [56] sono sviluppati dei modelli dinamici di cicli rigenerativi di microturbine a gas, con focus particolare sulle emissioni inquinanti e sull'utilizzo di differenti combustibili [54], nonché sull'inerzia termica del recuperatore [56]. Uno studio relativo all'effetto delle differenti strategie di controllo sul recupero termico è mostrato in [57].

L'andamento teorico relativo alle performance di una mGT in condizioni parziali è discussa in [58], [59] e [60]: differenti strategie di gestione dei carichi parziali sono mostrate in [58], mentre il confronto tra una regolazione a velocità variabile ed una a velocità fissa è riportata in [59].

Una caratterizzazione sperimentale di un impianto di cogenerazione con micro turbina a gas è presentato in [59], mentre i dati sperimentali relativi ad un impianto di trigenerazione sono mostrati in [60], [61] e [62]. In [63] è descritto lo

studio termodinamico relativo ad un ciclo Joule-Brayton chiuso, calibrato con i dati sperimentali di una microturbina da 80 kW elettrici, ed in [64] è discusso il comportamento di una innovativa microturbina con bypass regolabile del rigeneratore. Anche il lavoro presentato in [64] è relativo alla simulazione di una microturbina da 80 kW elettrici accoppiata ad un assorbitore acqua-ammoniaca.

In generale, l'obiettivo della seguente sezione è quello di illustrare un modello di simulazione che, con un set di input ricavabili dalle schede tecniche, sia in grado di descrivere in maniera sufficientemente precisa le performance dell'impianto, sia a carico nominale, che a carico parziale, tenendo conto dei principali fenomeni transitori. Inoltre, attraverso l'utilizzo dei più significativi indici di valutazione energetici ed economici, il simulatore implementa la valutazione delle performance annuali o relative ad un periodo predefinito del sistema di trigenerazione.

Il modello è poi validato attraverso i dati sperimentali dell'impianto del Politecnico.

Tutte le ipotesi e le equazioni sono mostrate e descritte nei dettagli, ed i risultati ottenuti sono analizzati criticamente.

4.2 Struttura del modello di simulazione

Lo sviluppo del modello di simulazione è avvenuto interamente nel corso del Dottorato di ricerca e può essere suddiviso in 3 parti principali (si veda Figura 4-1):

- microturbina composta da compressore, rigeneratore, camera di combustione, turbina, rotore, sistema di controllo e recuperatore fumi/acqua;
- assorbitore a bromuro di litio;
- indici per l'analisi energetica ed economica e strategia di funzionamento.

Per il primo passo, con un approccio modulare, si sono definite le equazioni termodinamiche relative al solo sistema formato dalla microturbina a gas, ad esclusione cioè dell'assorbitore.

In questo caso, si è scelto un modello 0D, sviluppato attraverso la descrizione, tramite equazioni di bilancio di massa, energia e quantità di moto, dei componenti principali; si sono poi definite le logiche del sistema di controllo.

Per quanto riguarda l'assorbitore, data la complessità termodinamica di tale componente, si è scelto di simularne il comportamento attraverso delle mappe di performance derivanti dai datasheet.

Il blocco relativo all'analisi energetica è stato sviluppato attraverso le equazioni di calcolo derivanti dalla normativa Nazionale ed Europea descritte nel paragrafo 1.2., mentre l'analisi economica comprende la definizione dei principali parametri di valutazione derivanti dalla matematica finanziaria.

Attraverso il blocco di strategia di gestione, è possibile scegliere il tipo di logica di controllo energetico del sistema, ovvero impostare una strategia che dia priorità all'inseguimento del carico elettrico o termico, cui è asservito l'impianto.

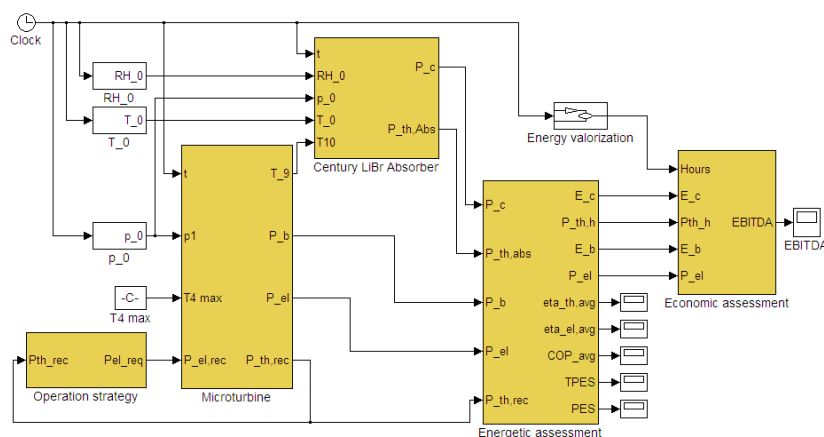


Figura 4-1 - Schema del modello di simulazione

4.2.1 Microturbina

Per quanto riguarda la microturbina, il relativo modello è composto dai seguenti blocchi principali (Figura 4-2), che verranno descritti nel seguito:

- Compressore
- Rigeneratore

- Camera di Combustione
- Turbina
- Albero
- Controller PI-n
- Controller PI-T4
- Scambiatore fumi/acqua
- Fuel system

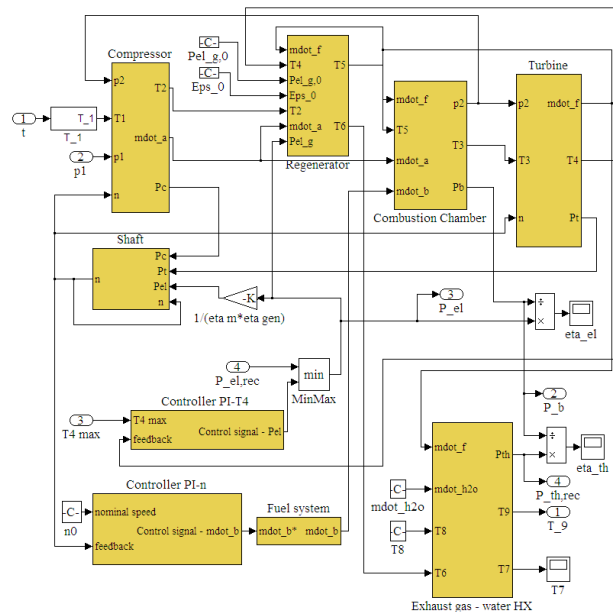


Figura 4-2 - Schema del modello relativo alla microturbina

Di seguito è proposta una breve descrizione del funzionamento di ciascun blocco di cui è composto il modello.

Compressore

Tale blocco, che descrive il compressore centrifugo calettato sullo stesso albero del gruppo turbo-alternatore, è a sua volta suddiviso in due sottosistemi: la compressione reale dell'aria e le mappe caratteristiche del componente. In particolare, per quanto riguarda la definizione delle equazioni relative alla compressione reale, si hanno come dati di input il rapporto di compressione nominale $\beta_{c,0}$, la portata nominale di aria $\dot{m}_{a,0}$, la velocità di rotazione nominale del sistema n_0 e l'efficienza idraulica nominale $\eta_{y,c,0}$, assieme alle condizioni ambiente di riferimento $T_{1,0}$ e $p_{1,0}$.

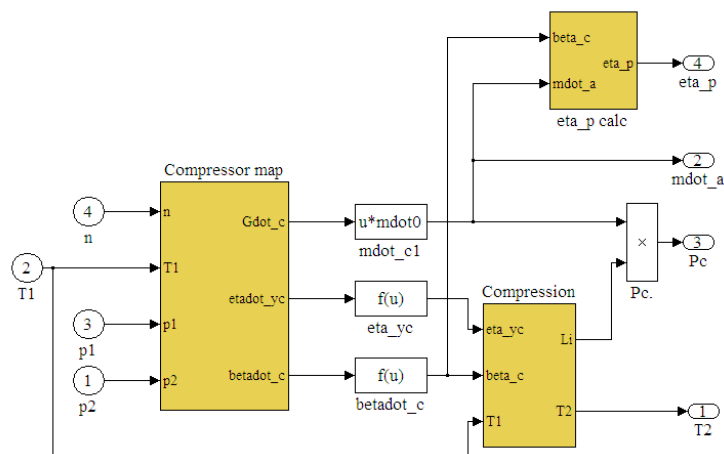


Figura 4-3 - Blocco Compressore

La temperatura di fine compressione e la potenza meccanica assorbita dal compressore P_c sono determinate attraverso le equazioni:

$$T_2 = T_1 \beta_c^{\frac{k_a-1}{\eta_{y,c} \cdot k_a}}$$

$$P_c = \dot{m}_a c_{p,a} (T_2 - T_1)$$

Al fine di descrivere il comportamento della macchina nelle condizioni off-design, ovvero nelle condizioni tipiche in caso di una repentina variazione del carico elettrico, è stato adottato un set di mappe caratteristiche, descritte in dettaglio in [48] e [57]. Esse sono ottenute da un set, mostrato di seguito in termini di parametri ridotti, di equazioni analitiche che rappresentano un compromesso tra costo computazionale e accuratezza dei risultati.

$$\bar{\beta}_c = \frac{\beta_c}{\beta_{c,0}} \quad \bar{\eta}_{y,c} = \frac{\eta_{y,c}}{\eta_{y,c,0}}$$

$$\bar{n}_c = \frac{\frac{n}{\sqrt{T_1}}}{\frac{n_0}{\sqrt{T_{1,0}}}} \quad \bar{m}_a = \frac{\frac{\dot{m}_a \sqrt{T_1}}{P_1}}{\frac{\dot{m}_{a,0} \sqrt{T_{1,0}}}{P_{1,0}}}$$

La portata d'aria è calcolata risolvendo l'equazione quadratica seguente, in cui $\bar{\beta}_c$ è nota:

$$\bar{\beta}_c = c_1 \bar{m}_a^2 + c_2 \bar{m}_a + c_3$$

dove si ha:

$$c_1 = \frac{\bar{n}_c}{p(1 - \frac{m}{\bar{n}_c}) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - m)^2}$$

$$c_2 = \frac{p - 2 m \bar{n}_c^2}{p(1 - \frac{m}{\bar{n}_c}) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - m)^2}$$

$$c_3 = -\frac{p m \bar{n}_c - m^2 \bar{n}_c^3}{p(1 - \frac{m}{\bar{n}_c}) + \bar{n}_c (\bar{n}_c - m)^2}$$

$$c_4 = 0.3$$

L'efficienza idraulica relativa del compressore è così calcolata con l'equazione seguente.

$$\bar{\eta}_{y,c} = [1 - c_4 (1 - \bar{n}_c)^2] \frac{\bar{n}_c}{\bar{m}_a} (2 - \frac{\bar{n}_c}{\bar{m}_a})$$

Per quanto riguarda i parametri definiti come p ed m , si è scelto un valore pari, rispettivamente, a 1.0 e 1.1, al fine di riprodurre le curve caratteristiche sperimentali presentate in [55] e relative ad un compressore simile a quello analizzato.

In Figura 4-4 è mostrato il confronto tra le curve ottenute analiticamente e quelle sperimentali: la similitudine è maggiore alla velocità nominale, con valori inferiori di rapporto di compressione rispetto al nominale. Tale condizione è considerata accettabile, dal momento che il sistema è progettato per operare normalmente a velocità nominale.

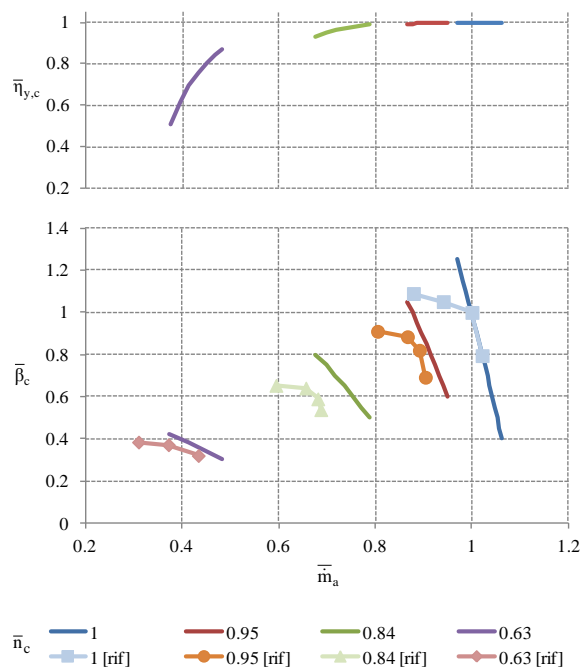


Figura 4-4 - Confronto tra le mappe analitiche e quelle sperimentali (rif=[55]). Efficienza relativa e rapporto di compressione in funzione della portata relativa d'aria a differenti velocità.

A titolo di esempio, in Figura 4-5 sono riportati i punti di funzionamento del compressore con potenza elettrica lorda erogata dal sistema di 100 kW, 80 kW, 60 kW e 40 kW, come simulati dal modello. La linea tratteggiata rappresenta invece la caratteristica della macchina, determinata con il metodo appena descritto.

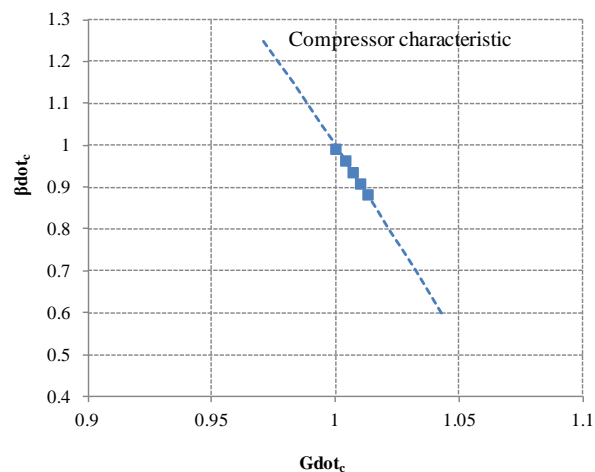


Figura 4-5 - punti di funzionamento del compressore simulati dal modello con potenza elettrica lorda della microturbina impostata a 100 kW, 80 kW, 60 kW e 40 kW

Rigeneratore

Il rigeneratore costituisce sicuramente uno degli elementi più importanti del ciclo Joule-Brayton rigenerativo, poiché dalla efficacia dello scambio termico, e dalle massime temperature da esso sopportabili, dipende la performance elettrica della macchina. Infatti, se da un punto di vista teorico sarebbe possibile incrementare l'efficienza di produzione di energia elettrica del ciclo incrementando il più possibile la temperatura di ingresso in turbina T_3 , da un punto di vista di compatibilità dei materiali, tale temperatura è normalmente limitata attraverso un eccesso d'aria in camera di combustione, al fine di evitare un danneggiamento termo-meccanico del rigeneratore e degli altri componenti meccanici. Per quanto riguarda l'impianto in oggetto, tale elemento è costituito da uno scambiatore in controcorrente a

piastre alettate realizzato in lega di acciaio. Pertanto, la temperatura di ingresso dei gas combusti è sempre mantenuta al di sotto dei 950°C, attraverso la limitazione della temperatura T_4 al di sotto di 650°C.

Per quanto riguarda il rigeneratore, al fine di ridurre al minimo il costo computazionale relativo alla sua modellazione, pur mantenendo dei risultati di calcolo accettabili, si è scelto di modellare tale elemento attraverso una performance map determinata attraverso l'elaborazione dei dati sperimentali raccolti.

In tale mappa, mostrata in Figura 4-6, si definisce la correlazione dell'efficienza del rigeneratore in funzione della potenza elettrica lorda, normalizzata rispetto al valore nominale, tramite un'interpolazione polinomiale dei dati relativi alle prove sperimentali. Tale scelta, caratterizzata da una certa semplicità computazionale, è motivata dalla buona correlazione tra i due parametri, che si mantiene alle differenti condizioni ambientali e di carico elettrico. Infatti, l'andamento delle temperature del ciclo è funzione del carico elettrico e la dispersione di dati, evincibile dalla Figura 4-6, è più accentuata nei carichi intermedi, rispetto ai due estremi 100 kW e 20 kW.

La correlazione è rappresentata dalla seguente equazione polinomiale:

$$\varepsilon_{\text{rig}} = -0.2 \left(\frac{P_{\text{el,g}}}{P_{\text{el,g,0}}} \right)^2 + 0.39 \frac{P_{\text{el,g}}}{P_{\text{el,g,0}}} + (\varepsilon_{\text{rig,0}} - 0.19)$$

dove $\varepsilon_{\text{rig,0}}$ e $P_{\text{el,g,0}}$ rappresentano, rispettivamente, l'efficienza di rigenerazione e la potenza elettrica lorda nelle condizioni nominali, ovvero a 100 kW.

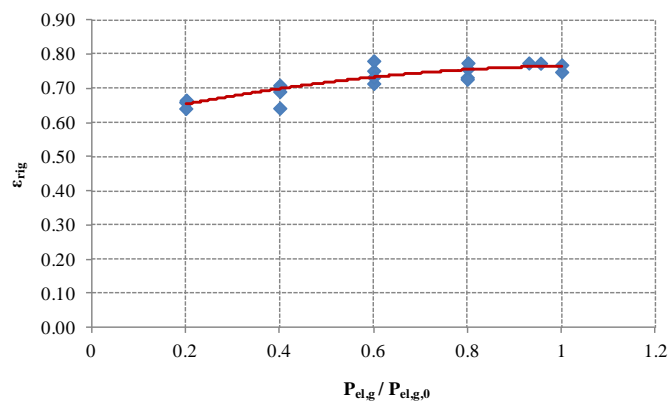


Figura 4-6 - Andamento dell'efficienza del rigeneratore, in funzione della potenza elettrica lorda normalizzata

A valle di un'analisi di sensibilità dei parametri con cui effettuare tale correlazione, è emerso che la potenza elettrica generata risultava essere il miglior trade-off tra semplificazione delle iterazioni del modello e affidabilità dei risultati di calcolo.

Si è in seguito valutata, tramite una ricerca in letteratura, la possibile influenza di altri parametri sulla variazione dell'efficienza di scambio termico. Come si evince in [65], tale parametro è influenzato, oltre che dall'effetto delle temperature, dalla variazione della portata del ciclo. A tal proposito, è riportato in Figura 4-7 un grafico che riporta tale andamento, in funzione della tipologia del rigeneratore e del rispettivo rapporto tra superficie di scambio e volume dell'elemento.

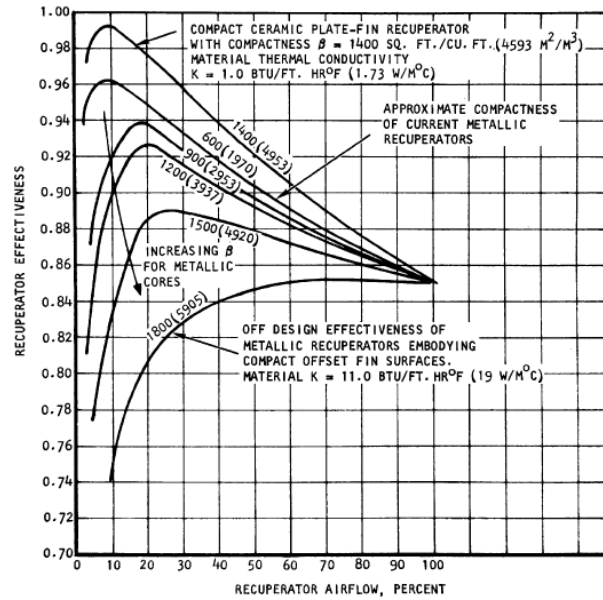


Figura 4-7 - Effetto della variazione di efficienza in funzione della portata elaborata e del tipo di scambiatore [65]

Dal momento che la variazione di portata del ciclo tra le condizioni nominali e quelle a carichi ridotti, nonché tra le varie condizioni ambientali è sempre inferiore al 4%, si è trascurato tale aspetto.

In generale, il trend che descrive l' ϵ_{rig} al variare del carico elettrico, è anche confermato dal confronto presente in Figura 3-15 nel paragrafo 0, di cui si è già trattato in precedenza.

Nota l'efficienza del rigeneratore, è calcolata la T_5 con la seguente equazione.

$$T_5 = R_s(T_4 - T_2) + T_2$$

All'interno del blocco si tiene anche conto dell'inerzia termica del rigeneratore utilizzando una costante di tempo caratteristica utilizzata nel seguente bilancio alle differenze finite [66, 67]:

$$T_5(t + \Delta t) = T_5(t) + \frac{T_5^*(t) - T_5(t)}{\tau} \cdot \Delta t$$

dove T_5^* è la temperatura che si avrebbe senza inerzia e τ è la costante di tempo caratteristica del componente, determinata sperimentalmente.

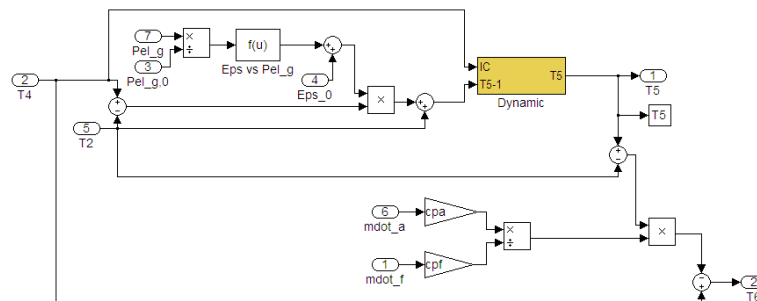


Figura 4-8 - blocco relativo al rigeneratore

Camera di combustione

La camera di combustione è rappresentata da un volume di controllo, per il quale sono implementate le equazioni di conservazione dell'energia e della massa.

In particolare si è considerato un plenum all'ingresso di tale elemento, al fine di tener conto della capacità della camera, dei condotti dell'aria e del volume del rigeneratore stesso. La pressione del plenum è determinata attraverso il bilancio di massa illustrato dalla seguente equazione:

$$\frac{dp_{pl}}{dt} = \frac{T_5 R (\dot{m}_a + \dot{m}_b - \dot{m}_f)}{V_{pl}}$$

dove R è la costante specifica dell'aria e V_{pl} è il volume totale della capacità, considerato pari a $0,1 \text{ m}^3$.

Attraverso un bilancio di energia, che simula il processo di combustione, è altresì calcolata la temperatura T_3 e la potenza in ingresso con il combustibile:

$$T_3 = T_5 + \frac{\eta_b \text{LHV}_b}{(1 + \alpha) c_{p,f}}$$

$$P_b = \dot{m}_b \text{LHV}_b$$

La p_3 è poi determinata attraverso il rendimento pneumatico della macchina:

$$p_3 \cong p_2 \cdot \eta_p$$

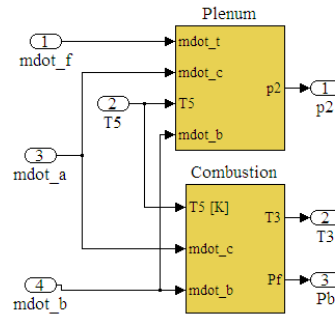


Figura 4-9 - Camera di combustione

Turbina

Analogamente al compressore, tale blocco è a sua volta composto da due sottosistemi, ovvero l'espansione reale dell'aria e le mappe caratteristiche del componente.

In particolare, per quanto riguarda la definizione delle equazioni relative all'espansione reale, si hanno come dati di input il rapporto di espansione nominale $\beta_{t,0}$, la velocità di rotazione nominale del sistema n_0 e l'efficienza idraulica nominale $\eta_{y,t,0}$, assieme alle condizioni di riferimento $T_{3,0}$ e $p_{3,0}$.

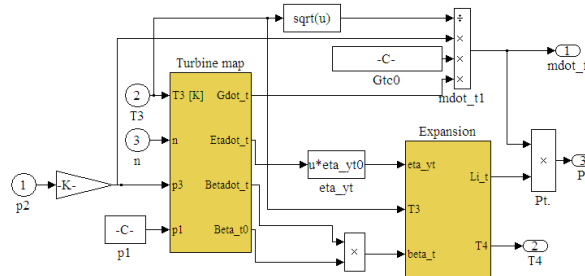


Figura 4-10 - Turbina

La temperatura T_4 e la potenza meccanica assorbita P_t , sono calcolate attraverso le equazioni seguenti:

$$T_4 = \frac{T_3}{\beta_t^{\frac{1}{\eta_{y,t}(k-1)}}}$$

$$P_t = \dot{m}_f c_{p,f} (T_3 - T_4)$$

dove $\beta_t = \eta_p \beta_c$ è il rapporto di espansione della turbina, con η_p efficienza pneumatica del sistema.

Al fine di descrivere il comportamento della macchina nelle condizioni off-design, ovvero nelle condizioni tipiche in caso di una repentina variazione del carico elettrico, è stata utilizzata una Flügel formula, riportata in dettaglio in [48] e [57]. Attraverso tale metodo è esplicitata la correlazione tra portata in massa, rapporto di espansione e velocità di rotazione della macchina.

$$\bar{m}_f = \frac{\frac{\dot{m}_f \sqrt{T_3}}{P_3}}{\frac{\dot{m}_{f,0} \sqrt{T_{3,0}}}{P_{3,0}}} = \sqrt{1.4 - 0.4 \frac{n}{n_0} \frac{P_{3,0}}{P_3} \sqrt{\frac{\beta_t^2 - f}{\beta_{t,0}^2 - f}}}$$

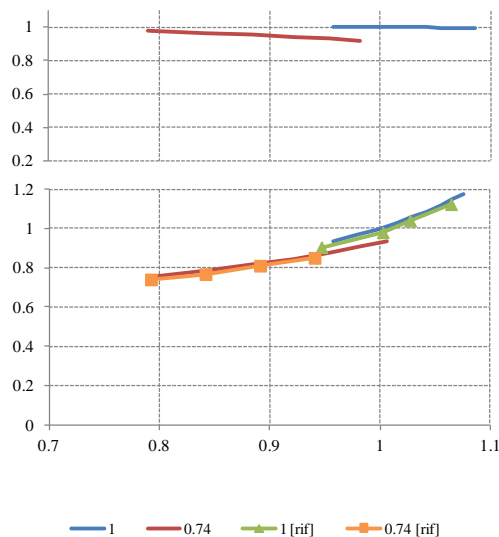
Utilizzando la stessa metodologia adottata nel caso del compressore, è stato scelto un valore della costante di calcolo f pari a 4, al fine di descrivere le mappe sperimentali riportate in [55], che si riferiscono ad una macchina simile a quella considerata.

L'efficienza idraulica della turbina è determinata attraverso l'equazione seguente (si vedano [48] e [57]):

$$\bar{\eta}_{y,t} = [1 - t(1 - \bar{n}_t)^2] \frac{\bar{n}_t}{\bar{m}_f} \left(2 - \frac{\bar{n}_t}{\bar{m}_f} \right)$$

dove t è una costante assunta pari a 3 e \bar{n}_t è la velocità ridotta e definita come $\bar{n}_t = \frac{\frac{n}{\sqrt{T_3}}}{\frac{n_0}{\sqrt{T_{3,0}}}}$

Il confronto tra le mappe analitiche e quelle sperimentali è mostrato in 4-11.



4-11 - Confronto tra le caratteristiche teoriche e sperimentali (rif=[55]). Efficienza relativa e rapporto di espansione in funzione della portata relativa di fumi a differenti velocità.

A titolo di esempio, in Figura 4-12 sono riportati i punti di funzionamento della turbina con potenza elettrica lorda erogata dal sistema di 100 kW, 80 kW, 60 kW e 40 kW, come simulati dal modello. La linea rappresenta invece la caratteristica della macchina, determinata con il metodo appena descritto.

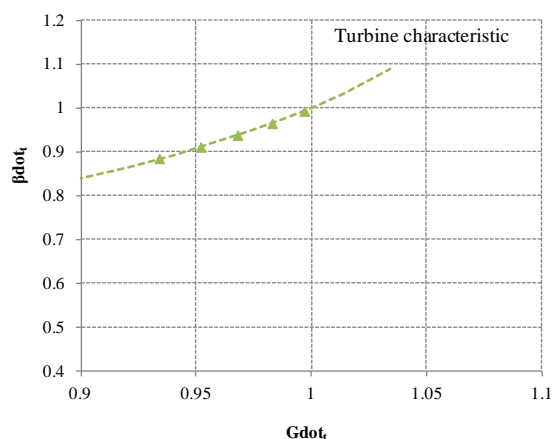


Figura 4-12 - punti di funzionamento della turbina simulati dal modello con potenza elettrica lorda della macchina impostata a 100 kW, 80 kW, 60 kW, 40 kW e 20 kW

Dinamica dell'albero

L'equilibrio dinamico dell'albero su cui sono calettati la turbina, il compressore e il generatore elettrico è determinato attraverso l'equazione di conservazione della quantità di moto:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{60^2 (P_t - P_c - P_m)}{4 \pi^2 I_s n}$$

dove I_s rappresenta il momento d'inerzia dell'albero e P_t , P_c e P_m sono, rispettivamente, la potenza meccanica generata dalla turbina, la potenza meccanica assorbita dal compressore e quella meccanica ceduta al generatore; n è il numero di giri nominale dell'albero.

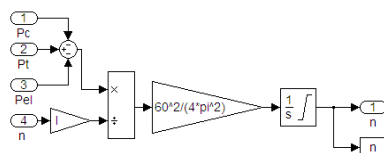


Figura 4-13 - Dinamica dell'albero

Control System

La logica di controllo della microturbina ha l'obiettivo di mantenere la velocità di rotazione della macchina al valore nominale e, allo stesso tempo, provvede a limitare la temperatura dei fumi in uscita dalla turbina al di sotto di un determinato set point stabilito dall'utente, e comunque entro un valore fissato dal costruttore, al fine di garantire l'integrità funzionale del rigeneratore.

Ad esempio, durante i test sperimentali descritti nel capitolo 3.2, tale set point era impostato a 635°C o a 650°C, comunque sempre al di sotto del limite di 650°C prescritto dal costruttore.

Tale strategia di controllo è implementata attraverso due controllori proporzionali integrativi (PI), la cui equazione generale è:

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau$$

dove k_p e k_i rappresentano i coefficienti di guadagno, rispettivamente, proporzionale e integrale.

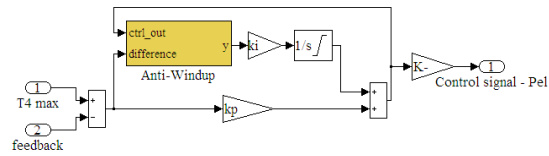


Figura 4-14 - logica PI relativa al controllo della temperatura T_4

Per quanto riguarda il controllore PI relativo alla temperatura T_4 massima, è stata anche prevista una logica di anti wind-up, al fine di evitare la deriva di tale dispositivo, che può occorrere in caso di prolungato funzionamento della macchina a bassi carichi.

Infatti, in tali evenienze, sebbene il segnale proveniente dal controllore consenta una maggiore potenza elettrica erogata (poiché non è raggiunto il limite massimo impostato della temperatura T_4), tale valore è invece limitato dal minor fabbisogno imposto dall'utenza. Pertanto, si avrà un aumento del segnale di attuazione derivante dal controllore, non seguito da un incremento della potenza elettrica effettivamente erogata. Tale circostanza porterebbe ad una deriva del segnale di attuazione, limitata solamente dalla presenza dell'anti wind-up, ovvero uno switch con il compito di disattivare l'apporto dell'integratore, in caso l'errore si porti al di sopra di una soglia prefissata (attuatore in saturazione).

Fuel system

Il sistema di controllo del combustibile è rappresentato da un'elettrovalvola a solenoide, attuata dal sistema di gestione dell'impianto. Tale elemento presenta delle inerzie legate alla massa ed al sistema di controllo stesso. E' dunque rappresentato da un sistema di equazioni differenziali del primo ordine, il quale è modellato attraverso un sistema di trasformate di Laplace inverse [56] per consentire la risoluzione nel dominio del tempo. La portata di combustibile è dunque determinata attraverso la soluzione di tale sistema. E' poi previsto un blocco di saturazione, al fine di tener conto dei limiti fisici relativi alla portata minima (0 kg/s) e massima (0,01 kg/s) erogabili dal ramo di alimentazione del gas naturale.

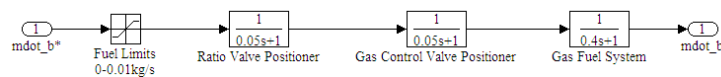


Figura 4-15 - Fuel system

Scambiatore di calore fumi-acqua

Questo elemento è modellizzato attraverso un bilancio energetico.

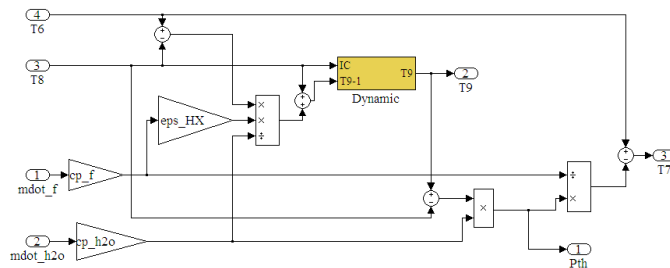


Figura 4-16 - Scambiatore di calore fumi-acqua

La temperatura dell'acqua calda in uscita dallo scambiatore è determinata attraverso la definizione di efficienza, come riportato in seguito:

$$T_9 = \frac{\epsilon_{HX} \dot{m}_f c_{p,f} (T_6 - T_8)}{\dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O}} + T_8$$

Attraverso l'elaborazione dei dati sperimentali considerati nel presente elaborato, si è scelto un ϵ_{HX} medio pari a 0,76.

In realtà, come mostrato in Figura 4-17, se si analizza la correlazione tra efficienza di scambio termico e Number of Thermal Unit (NTU), si può constatare come vi sia una stretta correlazione tra i due parametri, e come essi varino in maniera non trascurabile nel corso delle prove.

Infatti, nel corso delle prove sperimentali, si nota una variazione, seppur lieve, della temperatura dell'acqua T_8 in ingresso allo scambiatore e della portata di acqua. Ben più marcata è la variazione con il carico elettrico della temperatura di ingresso dei fumi T_6 .

L'ipotesi semplificativa è stata adottata per una necessità computazionale, poiché l'utilizzo di un feedback per il calcolo dell'efficienza avrebbe gravato in maniera troppo importante sulle performance del tool di calcolo. Tale semplificazione porterà ad uno scostamento delle performance termiche simulate dal modello.

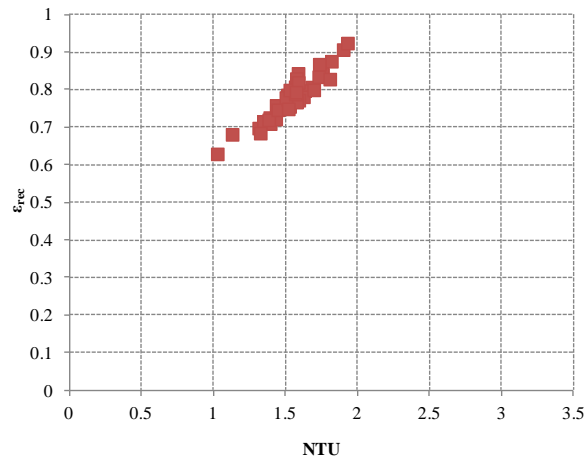


Figura 4-17 - Correlazione sperimentale tra l'efficienza dello scambiatore fumi-acqua e il parametro NTU

La potenza termica recuperata dallo scambiatore e la temperatura dei fumi al camino sono determinate come:

$$P_{th,rec} = \dot{m}_{H_2O,8} c_{p,H_2O} (T_9 - T_8)$$

$$T_7 = T_6 - \frac{P_{th,rec}}{\dot{m}_f c_{p,f}}$$

dove T_8 e $\dot{m}_{H_2O,8}$ sono parametri fissati dall'utenza termica e quindi forniti in input al modello.

E' inoltre considerata, in maniera analoga al rigeneratore, l'inerzia termica di tale componente attraverso una costante di tempo caratteristica, ricavata sperimentalmente.

Input e output

Nella seguente sezione sono riassunti i valori dei parametri in input ed in output al modello di simulazione.

Il particolare, sono distinti i dati in ingresso funzione del tempo, imputati come vettori, e le costanti inserite all'interno del modello. Al primo gruppo appartengono i seguenti dati:

- temperatura di ingresso nel compressore T_1 ;
- pressione di ingresso nel compressore p_1 ;
- temperatura ambiente T_0 ;
- pressione ambiente p_0 ;
- umidità ambiente RH_0 ;
- potenza elettrica, termica e frigorifera richieste dall'utenza;
- portata $\dot{m}_{H_2O,8}$ e temperatura T_8 dell'acqua in ingresso al recuperatore fumi-acqua.

Per quanto riguarda invece le costanti di calcolo inutate nel modello, si ha:

- potenza elettrica nominale della macchina $P_{el,g,0}$;
- volume totale del plenum V_{pl} ;
- rendimento pneumatico η_p e di combustione η_b ;
- andamento dell'efficienza del rigeneratore in funzione della potenza elettrica erogata e valore nominale;
- efficienza media del recuperatore di calore fumi-acqua;
- costanti di tempo degli scambiatori di calore;
- costanti m , p , t e c_4 necessarie per il calcolo delle mappe di compressore e turbina;

- portata di aria nominale, rapporto di compressione nominale, numero di giri nominale, temperatura di ingresso in turbina nominale, rendimenti idraulici delle macchine nominali;
- rendimento meccanico e del generatore elettrico;
- momento d'inerzia dell'albero;
- potere calorifico del combustibile e calore specifico di aria e fumi;
- costanti integrali e proporzionali dei controllori PI_n e PI_{T4} .

Nella tabella seguente sono elencati i valori per ciascuna delle costanti di calcolo, assieme alla fonte di provenienza del dato. A titolo di confronto, relativamente ai parametri scelti da un confronto con la letteratura, è indicato anche il riferimento letterario ed il valore stesso, utilizzato per definire un range di valori accettabile o comunque orientare la scelta.

A tal proposito, la scelta finale di ciascun parametro è stata effettuata coerentemente con le evidenze sperimentali emerse.

Tabella 4-1 - Valori delle costanti di calcolo in input al blocco Microturbina

Parametro	u.m.	Valore utilizzato	Fonte
$P_{el,g,0}$	kW	100	Datasheet
$\dot{m}_{a,0}$	kg/s	0.75	Datasheet
$\dot{m}_{f,0}$	kg/s	0.757	Datasheet
n_0	-	68000	Datasheet
β_0	-	4	Datasheet
V_{pl}	m ³	0.1	Datasheet
$\eta_{y,t,0}$	-	0.87	0.85 [68] 0.83 [52, 47]
$\eta_{y,c,0}$	-	0.82	0.855 [68] 0.84 [47] 0.8 [52]
$T_{3,0}$	K	1220	1100 [48] 1220 [52]
η_b	-	0.95	0.995 [68] 0.99 [58] 0.98 [69]
η_p	-	0.89	0.89 [48, 47]
$\eta_{et,PG}$	-	0.85	0.87 [68]
η_m	-	0.9	0.98 [47, 68] 0.975 [48] 0.87 [70]
I_s	kg m ²	0.0038	0.0038 [55]
f	-	4	Sperimentale
τ_{reg}	s	10	Sperimentale
$\varepsilon_{reg,0}$	-	0.76	Sperimentale
τ_{HX}	s	10	Sperimentale
ε_{HX}	-	0.76	Sperimentale
$k_{p,n}$	-	1	Sperimentale
$k_{i,n}$	-	1	Sperimentale
$k_{p,T4}$	-	2	Sperimentale
$k_{i,T4}$	-	1	Sperimentale
$c_{p,a}$	J/kg K	1004	Valore da letteratura
$c_{p,f}$	J/kg K	1150	Valore da letteratura
k_a	-	1.4	Valore da letteratura
k_f	-	1.35	Valore da letteratura
LHV_b	kWh/Sm ³	9.45	Valore da letteratura

Gli output del blocco relativo alla microturbina sono:

- temperatura aria di fine compressione T_2 ;
- temperatura fumi di ingresso in turbina T_3 ;
- temperatura fumi di fine espansione T_4 ;
- temperatura aria di ingresso in camera di combustione T_5 ;
- temperatura fumi di ingresso al recuperatore di calore T_6 ;
- temperatura fumi al camino T_7 ;

- pressione di fine compressione p_2 e di ingresso in camera di combustione p_3 ;
- portata di combustibile, di aria e di fumi;
- potenza meccanica assorbita dal compressore, potenza meccanica generata dalla turbina;
- rendimento elettrico;
- potenza termica prodotta dal recuperatore ed efficienza termica;
- temperatura dell'acqua in uscita dal recuperatore T_9 .

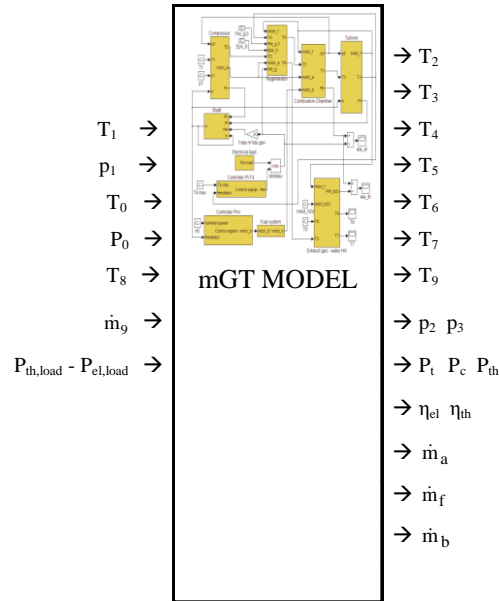


Figura 4-18 - Schema degli input e output del blocco relativo alla microturbina

4.2.2 Assorbitore

Questo blocco simula l'assorbitore a bromuro di litio e la torre di raffreddamento ad esso asservita, il cui scopo è quello di smaltire la potenza termica in ingresso all'assorbitore stesso.

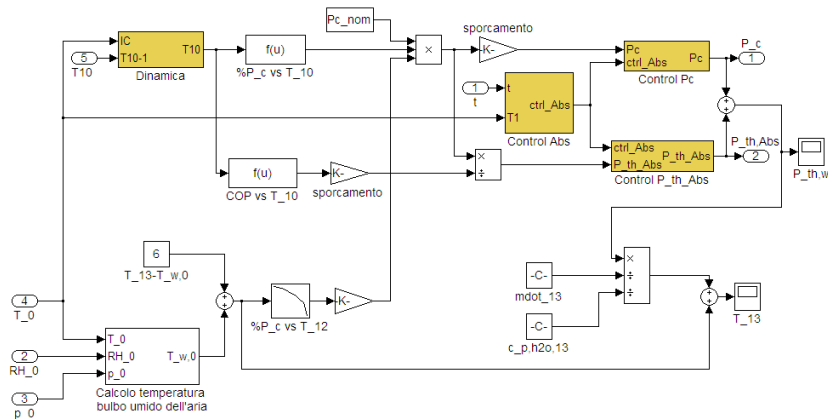


Figura 4-19 - Blocco Assorbitore

Attraverso la pressione ambiente, la temperatura di bulbo secco e l'umidità relativa dell'aria esterna è calcolata la temperatura di bulbo umido dell'aria, per mezzo della formula di Jeevananda Reddy [71]:

$$T_{wb,0} = T_0 \left[0.45 + 0.006 RH_0 \sqrt{\left(\frac{P_0}{1060} \right)} \right]$$

Il modello somma la temperatura di bulbo umido dell'aria esterna al salto di temperatura medio tra acqua in uscita dalla torre e temperatura di bulbo umido, il quale è determinato sperimentalmente come media dei valori acquisiti durante le prove mostrati in Figura 4-20 ed è in media pari a 6°C.

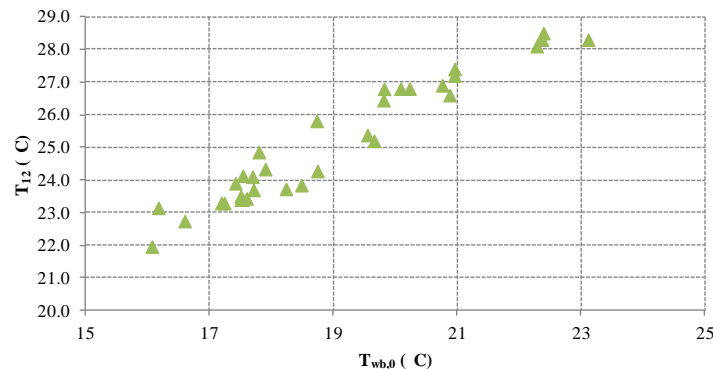


Figura 4-20 - Temperatura dell'acqua in uscita dalla torre evaporativa in funzione della temperatura ambiente di bulbo umido

Viene così calcolata la temperatura dell'acqua di raffreddamento dell'assorbitore in uscita dalla torre evaporativa T_{12} (ovvero in ingresso all'assorbitore stesso).

Sono poi introdotte le seguenti tre mappe, fornite dal costruttore, relative a:

- potenza frigorifera prodotta in funzione della temperatura T_{10} dell'acqua calda in ingresso all'assorbitore, coincidente con la temperatura dell'acqua di alimento T_9 ;
- potenza frigorifera prodotta in funzione della temperatura T_{12} dell'acqua di uscita dalla torre evaporativa;
- COP in funzione della temperatura T_{10} dell'acqua calda in ingresso all'assorbitore.

Dalle prime due mappe, viene calcolata in maniera adimensionalizzata la potenza frigorifera prodotta dall'assorbitore. Il valore assoluto è poi ottenuto come prodotto di tali due grandezze con il valore nominale della potenza stessa. E' poi determinata la potenza termica effettivamente assorbita dalla macchina, attraverso il rapporto tra potenza frigorifera erogata ed il COP ricavato dalla rispettiva caratteristica.

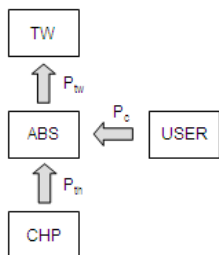
Le mappe introdotte sono quelle rese disponibili dal costruttore della macchina e riportate sui datasheet.

Al fine di tenere conto dello sporcamento degli scambiatori, dovuto al funzionamento della macchina e descritto nel paragrafo 3.3.1, si considera un fattore di derating ricavabile dalle tabelle relative al fouling della macchina. Tale fattore, considerando uno sporcamento di 0,4 mm, è pari a 0,85 ed è moltiplicato per il COP e per la potenza frigorifera calcolati tramite le mappe.

E' poi considerata, in maniera analoga al rigeneratore ed allo scambiatore fumi-acqua, l'inerzia termica di tale componente attraverso una costante di tempo caratteristica che incide sulla temperatura dell'acqua calda in ingresso, ricavata sperimentalmente.

Al fine di tener conto del fenomeno di sporcamento, descritto nel paragrafo 3.3.1, è altresì considerato un coefficiente di sporcamento, che agisce sul calcolo del COP e della potenza frigorifera prodotta, come indicato in Figura 3-30.

Dal bilancio energetico di primo principio applicato all'assorbitore, si ha che:



$$P_{tw} = P_{th} + P_c$$

dove:

- P_{th} = potenza termica fornita dal cogeneratore
- P_c = potenza frigorifera fornita dall'assorbitore
- P_{tw} = Potenza termica smaltita dalla torre evaporativa

Il modello, nota la P_c e la P_{th} calcola pertanto la potenza che deve essere smaltita dalla torre evaporativa. Tale potenza può inoltre essere espressa come:

$$P_{tw} = \dot{m}_{13} c_p (T_{13} - T_{12})$$

Tramite tale relazione, essendo fissata la portata di acqua di condensazione, che rimane costante in qualsiasi condizione di funzionamento, è pertanto calcolata la temperatura di uscita dell'acqua di condensazione dall'assorbitore.

Input ed Output

Sono presenti i seguenti input e output.

Input:

- Temperatura a bulbo secco dell'aria esterna (T_0);
- Umidità relativa dell'aria esterna (RH_0);
- Pressione ambiente (p_0);
- Temperatura acqua calda in ingresso all'assorbitore (T_{10});
- Salto di temperatura fra acqua in uscita dalla torre T_{12} e temperatura a bulbo umido dell'aria esterna T_0 ;
- Potenza frigorifera nominale erogata dall'assorbitore.

Output:

- Temperatura a bulbo umido dell'aria esterna ($T_{wb,0}$);
- Potenza frigorifera prodotta dall'assorbitore (P_c);
- Potenza termica effettiva assorbita dall'assorbitore ($P_{th,abs}$);
- COP della macchina.

4.2.3 Indici energetici

Il blocco di calcolo deputato all'analisi energetica dell'impianto è illustrato in Figura 4-21.

In tale blocco, assieme a quello relativo agli indici economici, sono elaborati non i dati istantanei delle potenze o delle portate, bensì i valori integrali su un periodo di tempo prestabilito, ovvero rappresentanti energie e volumi di combustibili. Infatti, le analisi eseguite in questi blocchi, sono riferite ad un periodo determinato di gestione dell'impianto.

In particolare, per quanto riguarda il blocco contenente i calcoli energetici, sono calcolati, per il periodo prescelto, le energie elettrica, termica e frigorifera, i rendimenti elettrico e termico medi ed il COP medio.

Inoltre è calcolato l'indice PES, come definito nel paragrafo 1.2.5.

Infine è introdotto il calcolo di un ulteriore indicatore di performance energetica, ovvero il TPES; esso è al momento proposto in letteratura (si veda [41] per approfondimenti). La sua formulazione è espressa dalle seguenti equazioni:

$$TPES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}^{eq}}{\eta_{el,s}} + \frac{\eta_{th}^{eq}}{\eta_{th,s}}} \quad \text{con} \quad \eta_{el}^{eq} = \frac{E_{el}^*}{E_{fuel}} \quad \eta_{th}^{eq} = \frac{E_{th}^*}{E_{fuel}} \quad E_{el}^* = E_{el} + \frac{E_c}{COP_s}$$

dove per energia elettrica E_{el} si intende non l'energia fiscale prodotta, ma l'energia elettrica netta immessa in rete (si tiene anche conto dell'assorbimento degli impianti ausiliari del sistema di trigenerazione) e per energia termica E_{th} è intesa l'energia recuperata ed utilizzata per la produzione diretta di calore e non di energia frigorifera.

L'approccio concettuale che introduce il TPES è dunque quello di distinguere la produzione termica che viene sfruttata sotto forma di vettore energetico caldo, dalla quota parte di energia termica che, tipicamente in estate, viene convertita in freddo per mezzo di cicli frigoriferi ad attivazione termica. Da un approccio di questo tipo, emerge la necessità di riferire la produzione di energia frigorifera al risparmio di energia primaria ad essa legata, rispetto alla medesima produzione ottenuta però con tecnologie tradizionali. Per tale ragione, si introduce il Coefficient of Performance di un gruppo frigorifero tradizionale a compressione di vapore, scelto come riferimento per la produzione separata.

Sostituendo, si ottiene:

$$TPES = 1 - \frac{E_{fuel}}{\frac{E_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{E_{th}^*}{\eta_{th,s}} + \frac{E_c}{\eta_{c,s}}}$$

dove si individua il rendimento per la produzione frigorifera separata $\eta_{c,s} = \eta_{el,s} * COP_s$

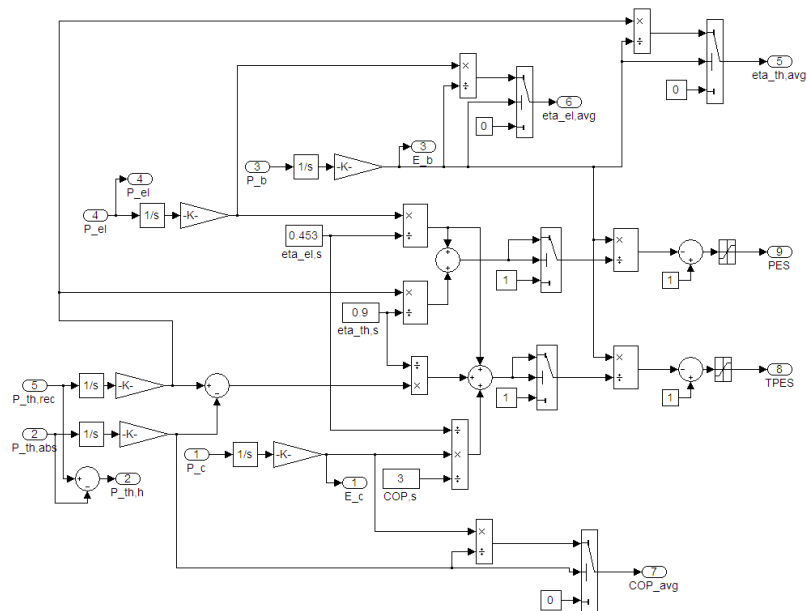


Figura 4-21 - Blocco calcoli energetici

Si fa notare che la potenza termica recuperata dallo scambiatore fumi-acqua, se non è direttamente utilizzata dall'assorbitore, è recuperata come potenza di riscaldamento utile. In questo caso, nel periodo invernale è utilizzata per il riscaldamento degli ambienti, mentre nel periodo estivo è utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria.

Tale distinzione risulta di fondamentale importanza nel calcolo del TPES, che ha come peculiarità proprio la valorizzazione energetica che viene data al calore recuperato dal motore primo, a seconda dell'impiego che di questo viene fatto.

Input e output

Gli input del blocco sono i seguenti:

- Potenza termica del combustibile in ingresso;
- Potenza termica recuperata dal cogeneratore;
- Potenza elettrica netta immessa in rete;
- Potenza frigorifera prodotta.

Per gli output si ha:

- Energia consumata legata al combustibile;
- Energia elettrica e frigorifera generate;
- Energia termica recuperata e adibita a riscaldamento invernale;
- Efficienza elettrica e termica medie;
- COP medio.
- PES;
- TPES.

4.2.4 Indici economici

Il blocco deputato alla valutazione della redditività economica dell'esercizio dell'impianto è illustrato nel seguito. Come descritto nel paragrafo precedente, sono elaborati, non i dati istantanei delle potenze o delle portate, bensì i valori integrali su un periodo di tempo prestabilito.

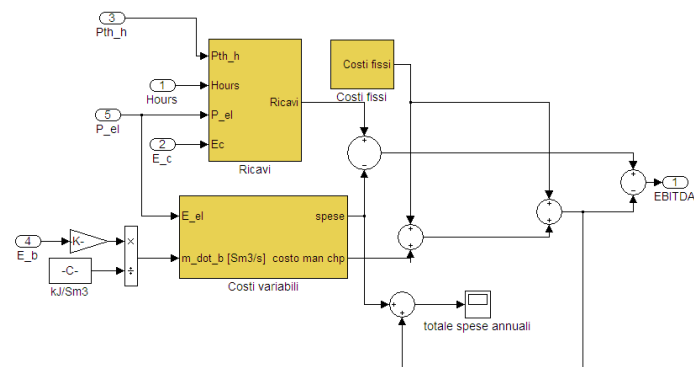


Figura 4-22 - Blocco calcoli economici

Esso si compone di tre sub-systems, descritti nel seguito:

- Calcolo dei ricavi;
- Calcolo dei costi variabili;
- Calcolo dei costi fissi.

L'analisi di redditività d'esercizio dei due impianti è stata svolta mediante il metodo dei flussi di cassa. È stato in particolare modo calcolato il margine operativo lordo d'esercizio (MOL*), anche definito EBITDA (Earnings Before Interest, Taxes, Depreciation and Amortization), determinato come:

$$\text{MOL} = \text{TP} + \text{TI} - \text{TC} \text{ [€/anno]}$$

Dove:

TP = totale profitti annui;

TI = totale incentivi annui;

TC = totale costi annui

Sub-system ricavi

Le voci che caratterizzano i ricavi sono:

- il mancato costo dell'energia elettrica prodotta dall'impianto e autoconsumata all'interno del Politecnico di Torino;
- il mancato costo dell'energia elettrica che non è più necessario acquistare in estate dal fornitore in essere, in relazione al fatto che la potenza frigorifera viene prodotta con sistemi ad attivazione termica;
- il mancato costo del calore che non è più necessario acquistare in inverno dal fornitore del servizio di teleriscaldamento, in quanto recuperato dai motori primi.

Per valorizzare correttamente l'energia elettrica prodotta, è necessario considerare come il contratto in essere fra il Politecnico di Torino e il fornitore preveda una fatturazione sulle tre fasce AEEG (illustrate in Figura 4-23, [73-75]). La struttura del mercato elettrico in fasce prevede che l'energia elettrica abbia un costo maggiore quando maggiore è la sua richiesta, ovvero in fascia F1 (nei giorni feriali dalle 8.00 alle 18.59). Esiste poi una fascia intermedia, denominata F2, nei giorni feriali dalle 7.00 alle 7.59 e dalle 19.00 alle 22.59, e il sabato dalle 7.00 alle 22.59. Le rimanenti ore della settimana, e i giorni festivi, ricadono nella fascia più economica, la F3.

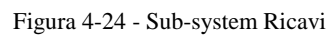
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
Mon - Fri	F3							F2	F1													F2			F3
Sat	F3							F2																	F3
Sun / Hol	F3																								

Figura 4-23 - Fasce elettriche come da Delibera AEEG

Inoltre, per ogni fascia elettrica, è necessario considerare una doppia valorizzazione dell'energia elettrica. Infatti, l'energia elettrica che viene prodotta dall'impianto e autoconsumata, è gravata dalle tasse (che, per legge, si applicano al consumo di energia). L'energia elettrica che invece viene risparmiata, ovvero non comprata del tutto, per effetto dell'utilizzo di sistemi thermally driven anziché electrically driven (gruppi frigoriferi tradizionali), presenta un valore maggiore, in quanto non

* Il margine operativo lordo (MOL) è un indicatore di redditività desunto dal conto economico di un'azienda che ne evidenzia il reddito basato solo sulla sua gestione caratteristica e al lordo, quindi, di interessi (gestione finanziaria), tasse (gestione fiscale), deprezzamento di beni e ammortamenti. A rigore, i casi qui presentati non sono equiparabili a tale bilancio di esercizio, poiché comprendono fra i ricavi alcune voci di profitto identificate come "mancati costi", che di fatto non concorrono però al fatturato dell'azienda e pertanto non ricadono all'interno del bilancio aziendale.

Il sub-system Ricavi è illustrato in Figura 4-24, ed è costituito da tre blocchi principali, in cui è calcolata la valorizzazione dell'energia elettrica autoconsumata, di quella risparmiata grazie all'impiego dell'assorbitore, al posto di un gruppo frigorifero tradizionale a compressione di vapore, e la valorizzazione dell'energia termica prodotta e destinata al riscaldamento ambienti. Nel seguito si descriveranno tali componenti.



```

graph LR
    A["if(u1 == 1)"] --> B["-C-"]
    B -- "valor: F1 (€/kWh)" --> C["if {}  
in1 Out1  
If Action"]
    C --> A

```

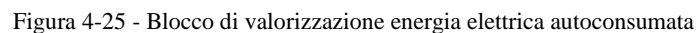


Figura 4-26 - Blocco di valorizzazione energia elettrica risparmiata

La valorizzazione dell'energia termica impiegata per il riscaldamento ambienti o per acqua calda sanitaria è invece effettuata nel blocco illustrato in Figura 4-27.

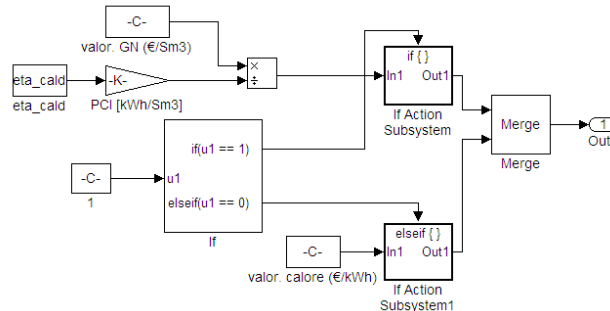


Figura 4-27 - Blocco di valorizzazione energia termica recuperata per riscaldamento ambienti o acqua calda sanitaria

Il blocco consente di selezionare se la valorizzazione dell'energia termica deve essere effettuata considerando il costo del calore approvvigionato tramite servizio di teleriscaldamento, oppure come il mancato costo di gas naturale che si sarebbe sostenuto tramite una caldaia, per produrre la medesima quantità di energia termica.

Si fa notare che nel modello è trascurato, per semplicità, il calcolo del contributo proveniente dall'ottenimento e vendita dei Titoli di Efficienza Energetica.

Sub-system costi fissi

I costi che caratterizzano la gestione completa di un impianto di trigenerazione si possono normalmente classificare in due categorie: fissi, e variabili. Nella presente analisi, verranno considerati come fissi i seguenti costi:

- manutenzione dell'assorbitore; tali costi sono considerati fissi poiché è stato stipulato un contratto annuale con una Società terza per la manutenzione dell'assorbitore;
- costi di conduzione dell'impianto; la gestione operativa dell'impianto è affidata in parte ai tecnici del Politecnico, in parte ad una società di servizi energetici esterna che si occupa dell'aggiornamento dei registri d'impianto, delle comunicazioni inerenti le produzioni elettriche all'Agenzia delle Dogane, del pagamento delle relative accise, etc. Anche con tale società è stato siglato un contratto annuale;
- costi generali e amministrativi. In tale voce si inserisce il costo annuo stimato per la gestione amministrativa dell'impianto.

Il calcolo dei costi fissi annuali è dunque effettuato come somma delle voci appena esposte.

Il blocco che realizza tale calcolo è illustrato in Figura 4-28.



Figura 4-28 - Blocco di calcolo dei costi fissi

Sub-system costi variabili

Per quanto riguarda i costi variabili, si ha:

- manutenzione della microturbina; tipicamente, i costruttori degli impianti di cogenerazione propongono contratti di manutenzione dei motori primi quotati a ore di funzionamento (come nel caso della microturbina). In tal modo, il costo sostenuto è direttamente legato all'usura dei materiali, proporzionale evidentemente alle ore di utilizzo;
- combustibile; il costo del gas naturale è la variabile più importante, poiché rappresenta, come si vedrà nel seguito, la voce di costo più importante.

Il calcolo dei costi variabili viene eseguito partendo dalla portata di combustibile bruciata, la quale viene integrata per valutare i metri cubi totali di gas consumati. Da questi, vengono sottratti i metri cubi su cui si applica la defiscalizzazione, e viene pertanto calcolato il costo totale di acquisto del combustibile applicando la quota senza accise al volume

defiscalizzato, e la quota comprensiva di accise alla rimanente parte. Viene inoltre svolto il calcolo del costo di manutenzione del cogeneratore, moltiplicando il costo orario della manutenzione per le ore totali di funzionamento annuo.

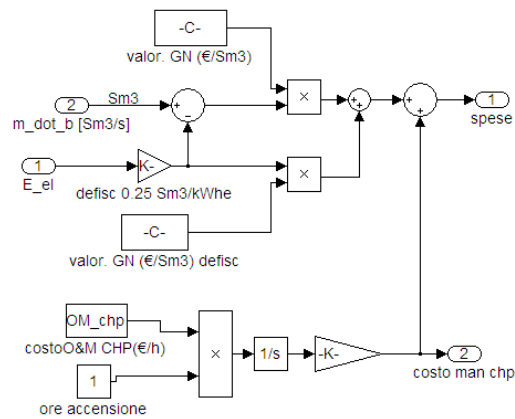


Figura 4-29 - Blocco di calcolo dei costi variabili

4.2.5 Strategia operativa

Il blocco descritto nel seguito rappresenta un selettore di strategia operativa, attraverso cui impostare la priorità di funzionamento sull'inseguimento elettrico o termico del sistema di trigenerazione.

Ovvero, il controllo del sistema è in grado di adattare la produzione, rispettivamente elettrica o termica, alle necessità dell'utenza, compatibilmente con le inerzie termodinamiche del sistema ed i controlli sul numero di giri e la temperatura T_4 massima.

Tramite tale blocco sono inputati nel modello gli andamenti del carico elettrico e termico richiesto dall'utenza cui è asservito l'impianto.

4.3 Validazione termodinamica del modello

Nel seguente capitolo vengono confrontati i risultati delle simulazioni con quelli sperimentali, al fine di validare il modello e valutarne in maniera critica le performance. In particolare, sono analizzati i confronti relativi alla Prova A (condizioni ambiente estive, trigenerazione), Prova D (condizioni ambiente vicine alle ISO, cogenerazione), e Prova G (condizioni ambiente invernali, cogenerazione).

Ad uno ad uno si sono confrontati i parametri misurati nel corso della sperimentazione, con quelli ottenuti attraverso le simulazioni. Tale comparazione è effettuata attraverso il confronto grafico di ciascun parametro in funzione della potenza elettrica erogata.

In particolare, oltre alle temperature T_4 e T_9 , è mostrato l'andamento delle differenze di temperature ($T_6 - T_7$) e ($T_4 - T_6$), al fine di poter analizzare dei parametri adimensionalizzati relativi alle temperature, epurandone l'influenza dall'unità di misura e dal valore assoluto. Sono mostrati gli andamenti dell'efficienza termica ed elettrica, della potenza termica recuperata, del rapporto aria/combustibile e della portata d'aria. E' poi riportata una tabella in cui sono mostrati gli errori relativi dei parametri più significativi.

Infine, per quanto riguarda la Prova A, sono valutati i risultati relativi alla simulazione dell'assorbitore, attraverso la comparazione dei principali parametri di performance energetica con quelli sperimentali.

4.3.1 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni estive

Nel seguente paragrafo, al fine di valutare il comportamento del modello nelle condizioni estive di trigenerazione, saranno valutati sia i risultati relativi alla simulazione della microturbina, che quelli relativi all'assorbitore.

In particolare, per quanto riguarda la microturbina, si confronteranno tra loro i trend sperimentali e quelli simulati relativi alla Prova A.

I risultati delle simulazioni relative all'assorbitore verranno invece confrontati con i dati sperimentali presentati nel paragrafo 3.3.1 e relativi alle acquisizioni estive del 2010 e 2011.

Si riportano nelle figure seguenti i confronti tra dati sperimentale e simulati, relativi ai principali parametri di funzionamento della microturbina.

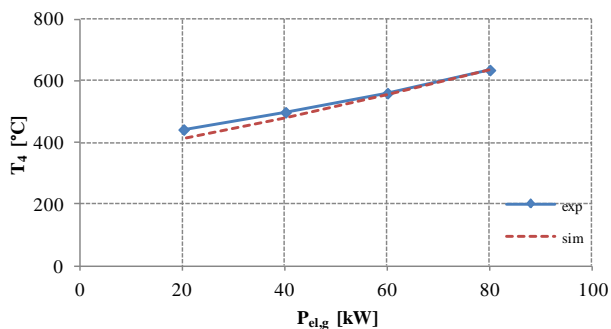


Figura 4-30 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

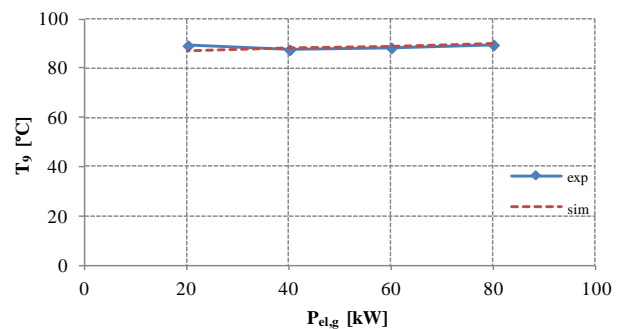


Figura 4-31 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

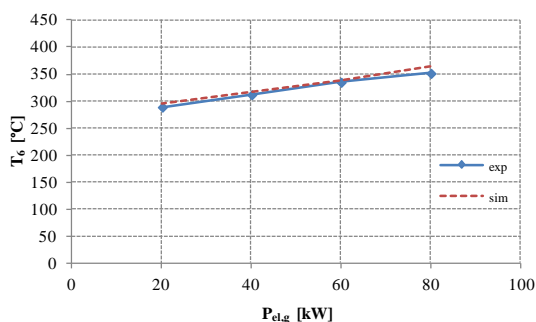


Figura 4-32 - T_6 vs. potenza elettrica lorda

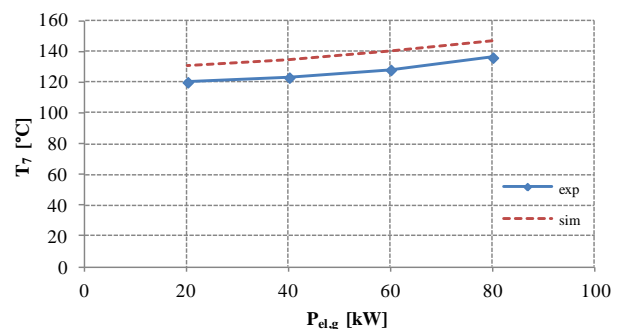


Figura 4-33 - T_7 vs. potenza elettrica lorda

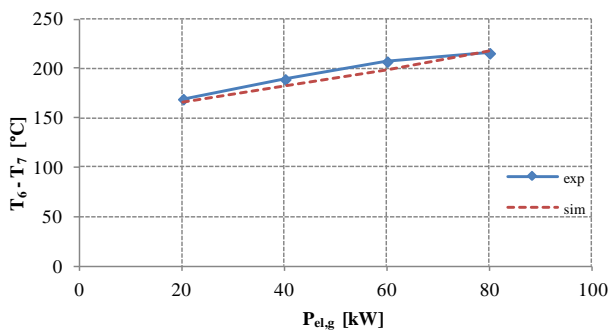


Figura 4-34 - ($T_6 - T_7$) vs. potenza elettrica lorda

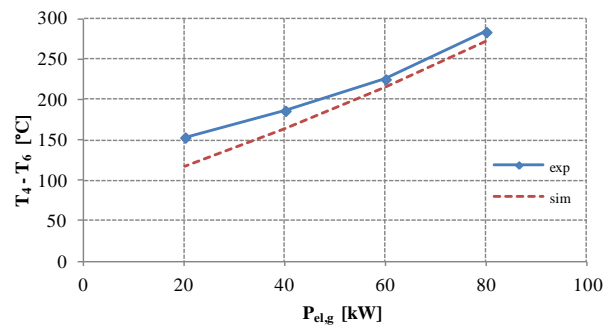


Figura 4-35 - ($T_4 - T_6$) vs. potenza elettrica lorda

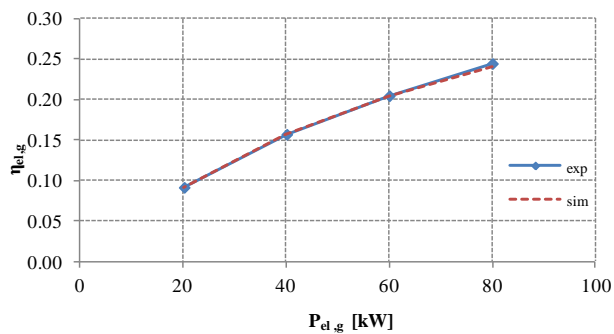


Figura 4-36 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

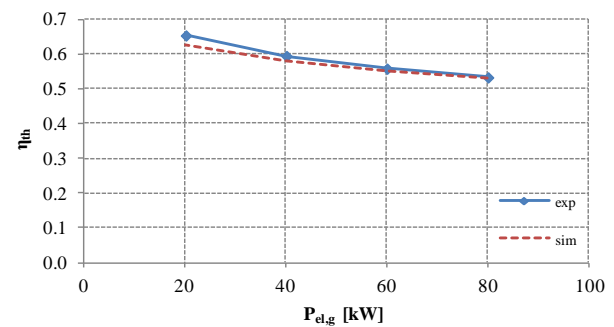


Figura 4-37 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

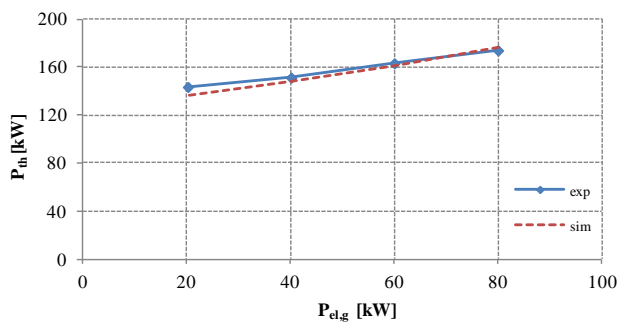


Figura 4-38 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

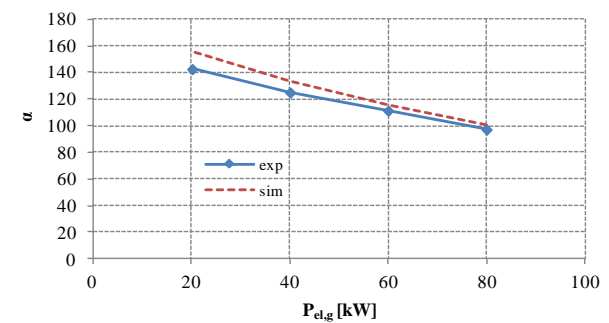


Figura 4-39 - α vs. potenza elettrica lorda

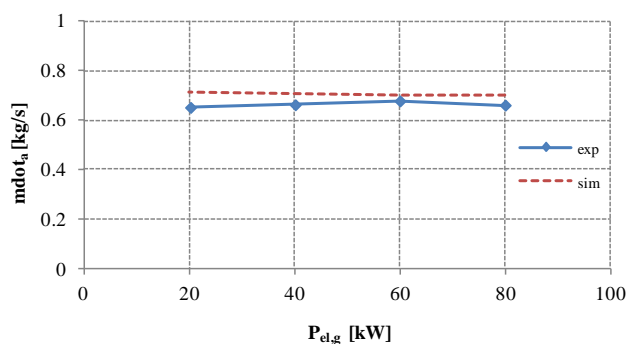


Figura 4-40 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-2 - Errori relativi per i principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
($T_6 - T_7$)	-	1.2%	-4.1%	-4.0%	-1.8%
($T_4 - T_6$)	-	-3.9%	-4.4%	-12.1%	-23.9%
\dot{m}_{da}	-	5.8%	3.7%	6.6%	8.9%
α	-	3.7%	3.5%	6.4%	9.4%
P_{th}	-	1.6%	-1.1%	-2.2%	-5.2%
η_{el}	-	-2.0%	-0.1%	-0.7%	0.0%
η_{th}	-	-0.4%	-1.3%	-2.3%	-4.5%

Dai confronti appena mostrati, emerge che la simulazione della temperatura T_4 è più affidabile ad 80 kW e 60 kW (Figura 4-30); per le potenze inferiori, il modello ne sottostima il valore. Una possibile causa di tale scostamento è imputabile alle mappe relative alle turbomacchine, che, ai carichi inferiori, seguono in maniera meno precisa l'andamento delle caratteristiche fluidodinamiche della macchina reale. L'andamento della temperatura T_9 segue invece in maniera soddisfacente il trend sperimentale (Figura 4-31).

Per quanto riguarda la differenza ($T_4 - T_6$), proporzionale alla potenza termica scambiata tra i due flussi del rigeneratore, presenta un sensibile scostamento tra dato sperimentale e dato simulato (Figura 4-35): attraverso l'operazione di sottrazione si assiste alla sovrapposizione degli scostamenti dei valori assoluti di ciascuna grandezza; si fa notare che,

dal momento che la potenza termica scambiata all'interno del rigeneratore è proporzionale alla differenza ($T_4 - T_6$), il modello va a sottostimare tale flusso di calore all'interno del componente.

Scostamenti minori sono invece ottenuti per quanto riguarda la differenza ($T_6 - T_7$), mostrata in Figura 4-34, nonostante la T_7 sia caratterizzata da uno scostamento medio di circa 10°C .

Il rendimento elettrico (Figura 4-36) è in linea con i dati sperimentali, mentre il rendimento termico (Figura 4-37) e la potenza termica recuperata (Figura 4-38) sono inferiori ai dati sperimentali. In particolare si nota uno scostamento tra i valori di potenza ed efficienza termica ai carichi inferiori (20 kW e 40 kW): tale fenomeno è motivato dal fatto che l'efficienza di scambio del recuperatore fumi-acqua è considerato costante in tutte le condizioni di funzionamento. Pertanto, nel caso specifico analizzato, l'errore di fitting della curva porta ad un errore relativo sul calcolo della potenza scambiata, che si traduce in un incremento dello scostamento della T_9 (si confronti la Figura 4-31).

La portata d'aria presenta uno scostamento quasi costante a tutti i carichi elettrici, mentre il valore simulato di α si allontana dal dato sperimentale al decrescere del carico.

In generale, gli errori relativi calcolati in Tabella 4-2 sono compresi tra -4.5% del rendimento termico (al 20% del carico) al 9.4% relativo ad α al (20% del carico). Si segnala inoltre uno scostamento che raggiunge il -23.9% riguardante la differenza ($T_4 - T_6$) al carico minimo. In generale, gli errori relativi aumentano al decrescere della potenza elettrica generata: fino al 60% del carico nominale sono compresi tra -4.4% e 5.8%. Gli scostamenti maggiori si hanno per la portata d'aria, l'alfa e la differenza ($T_4 - T_6$). Il rendimento elettrico e termico risultano essere i parametri con gli errori relativi medi inferiori.

Per quanto riguarda invece l'assorbitore, in Figura 4-41, è mostrato il confronto relativo al COP sperimentale e quello simulato, in funzione della temperatura dell'acqua calda in ingresso all'assorbitore T_{10} . In particolare, i valori simulati sono stati ottenuti come output del modello, impostando le stesse condizioni ambiente e dei flussi di acqua refrigerata e di alimento rispetto alle prove sperimentali. Analogamente, in Figura 4-42 è mostrato l'andamento della potenza frigorifera in funzione della temperatura T_{10} e della temperatura di ingresso all'assorbitore dell'acqua di raffreddamento T_{12} .

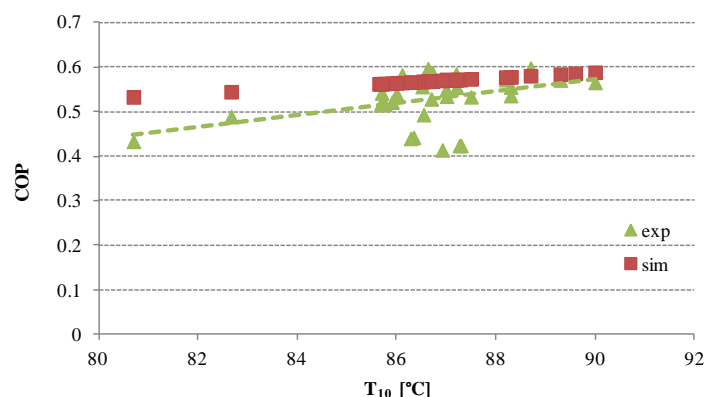


Figura 4-41 - Andamento sperimentale e simulato del COP, in funzione della temperatura T_{10} con linea di tendenza relativa ai dati sperimentali (tratteggiata)

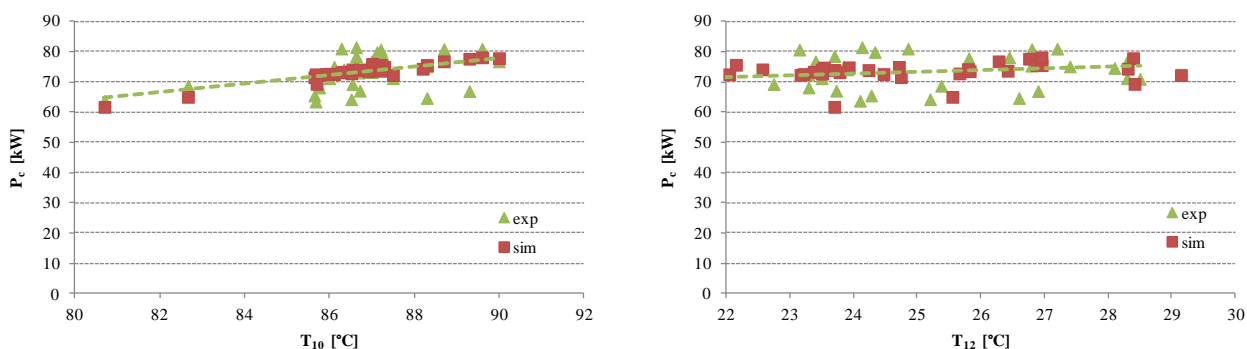


Figura 4-42 - Andamento sperimentale e simulato della potenza frigorifera, in funzione della temperatura T_{10} (sinistra) e T_{12} (destra) con linee di tendenza relative ai dati sperimentali (tratteggiate)

Dall'analisi grafica si vede come l'ipotesi di uno sporcamento medio degli scambiatori dell'assorbitore pari a 0,4 mm, già anticipato nel paragrafo 3.3.1, porti il trend simulato della potenza frigorifera a livelli del tutto analoghi a quelli sperimentali. Per quanto riguarda l'andamento simulato del COP, esso rimane invece generalmente al di sopra del trend sperimentale, con uno scostamento maggiore per bassi valori di T_{10} .

4.3.2 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni ISO

Nel seguente paragrafo si confronteranno tra loro i trend sperimentali e quelli simulati relativi alla Prova A.

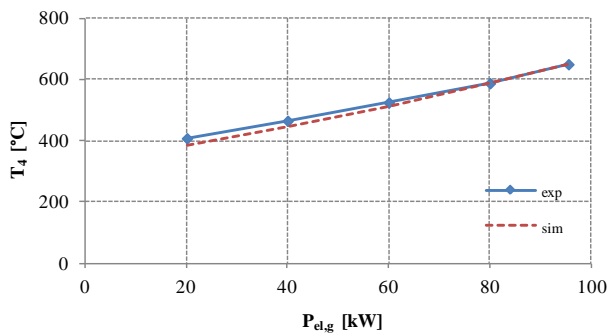


Figura 4-43 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

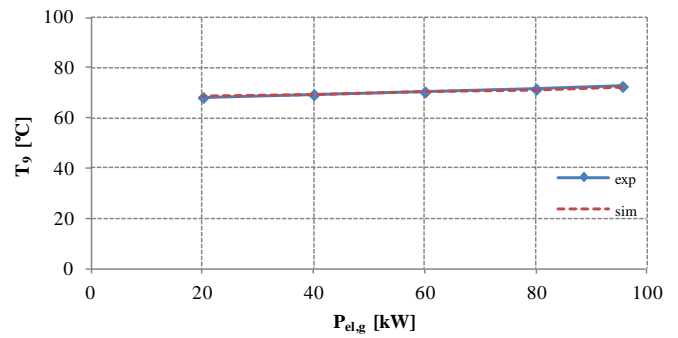


Figura 4-44 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

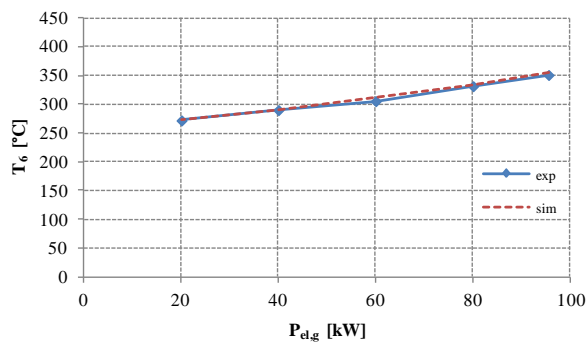


Figura 4-45 - T_6 vs. potenza elettrica lorda

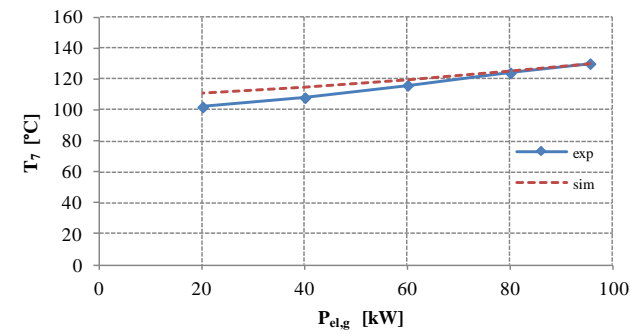


Figura 4-46 - T_7 vs. potenza elettrica lorda

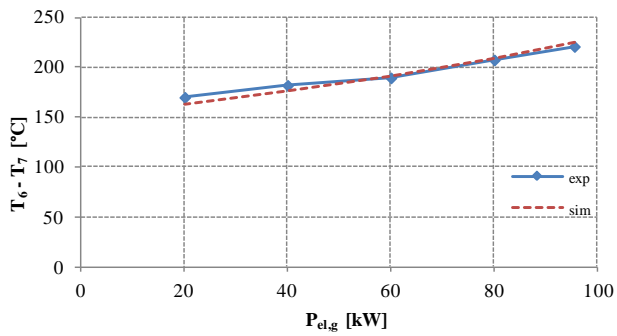


Figura 4-47 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

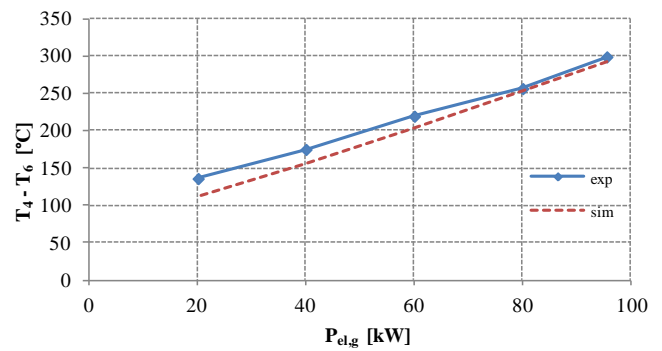


Figura 4-48 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

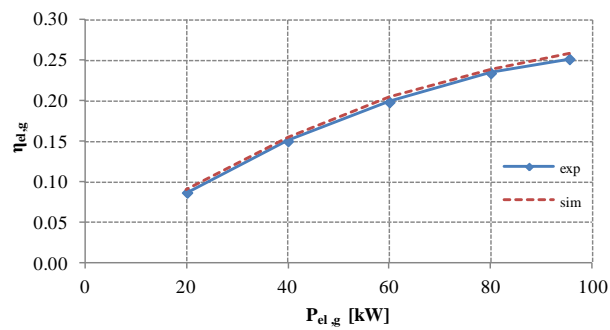


Figura 4-49 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

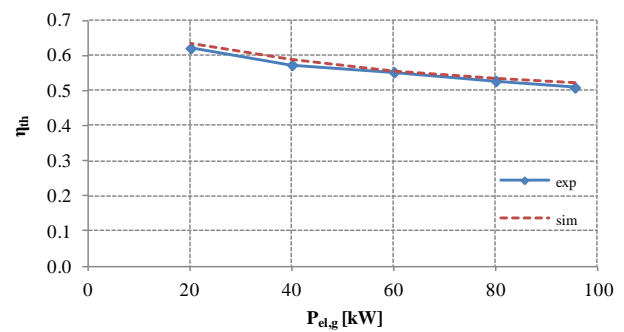


Figura 4-50 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

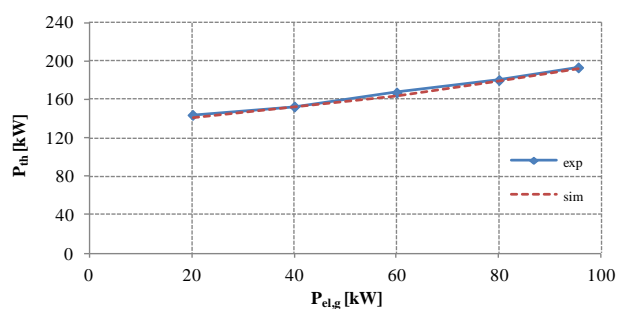


Figura 4-51 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

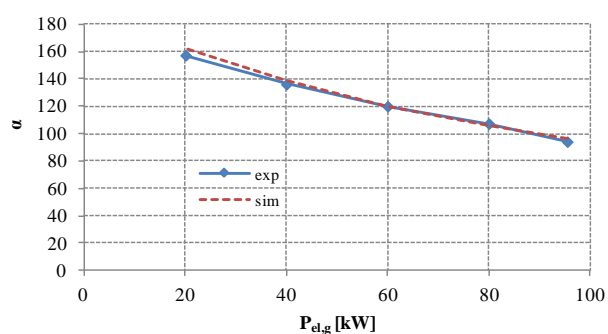


Figura 4-52 - α vs. potenza elettrica lorda

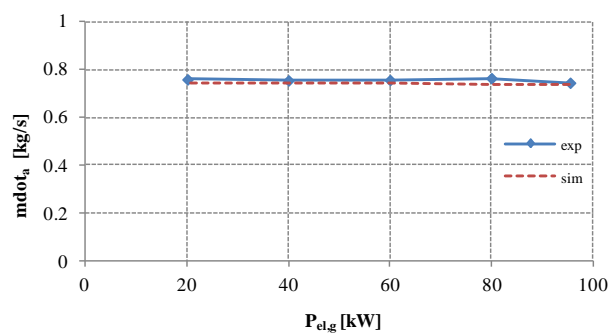


Figura 4-53 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-3 - Errori relativi per i principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
$(T_6 - T_7)$	2.1%	0.7%	0.9%	-3.1%	-4.4%
$(T_4 - T_6)$	-2.2%	-1.4%	-7.8%	-11.4%	-17.6%
\dot{m}_a	-1.3%	-3.5%	-2.1%	-1.6%	-1.8%
α	1.9%	-1.3%	-0.1%	1.7%	3.0%
P_{th}	-0.5%	-0.9%	-1.9%	-0.7%	-2.7%
η_{el}	2.9%	2.0%	2.8%	3.1%	3.7%
η_{th}	2.7%	1.4%	0.8%	2.7%	2.1%

Analogamente a quanto visto per la Prova A, si ha uno scostamento maggiore a carichi inferiori per i parametri T_4 , T_7 ($T_4 - T_6$), ($T_6 - T_7$), η_{th} e α . Gli errori relativi alla portata d'aria ed alla potenza termica sono invece inferiori a caso precedente.

4.3.3 Confronto tra dati sperimentali e risultati della simulazione: condizioni invernali

Nel seguente paragrafo si confronteranno tra loro i trend sperimentali e quelli simulati relativi alla Prova G.

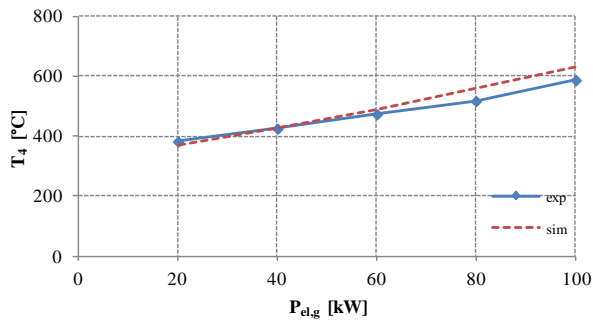


Figura 4-54 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

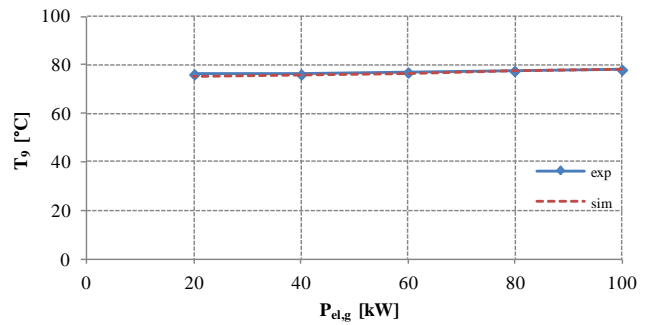


Figura 4-55 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

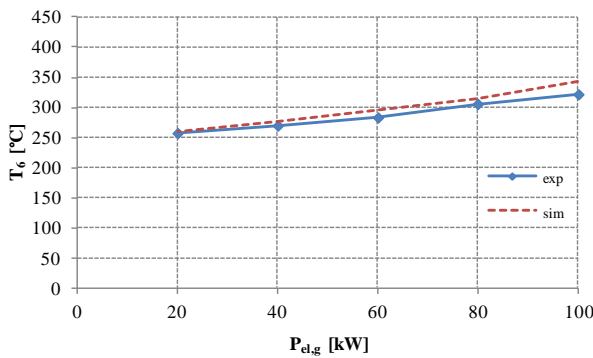


Figura 4-56 - T_6 vs. potenza elettrica lorda

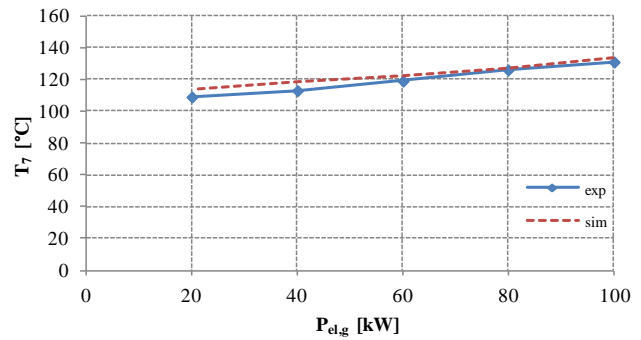


Figura 4-57 - T_7 vs. potenza elettrica lorda

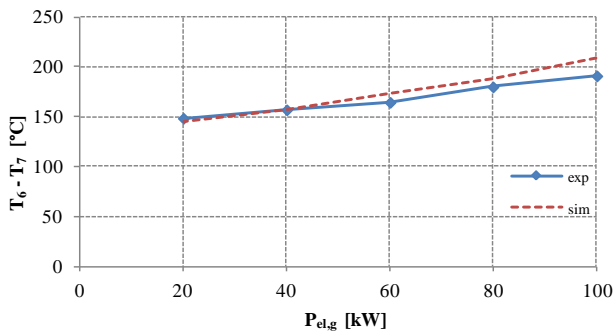


Figura 4-58 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

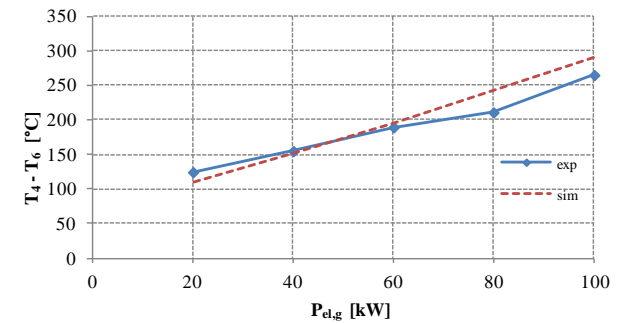


Figura 4-59 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

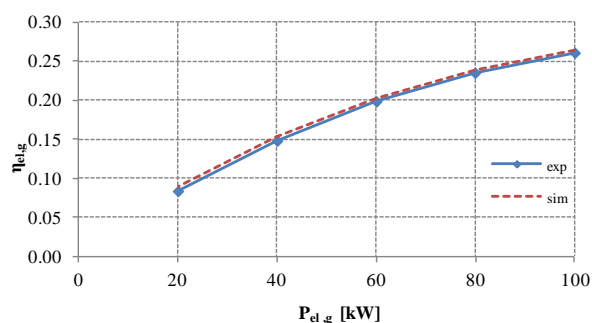


Figura 4-60 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

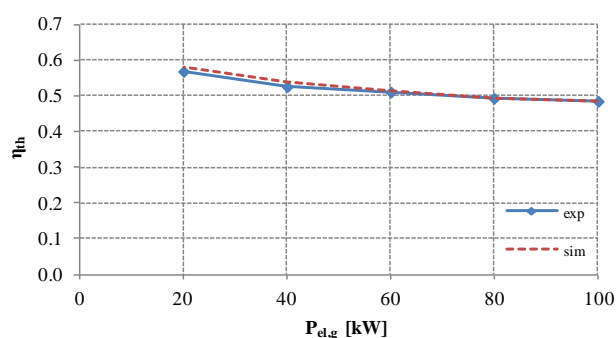


Figura 4-61 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

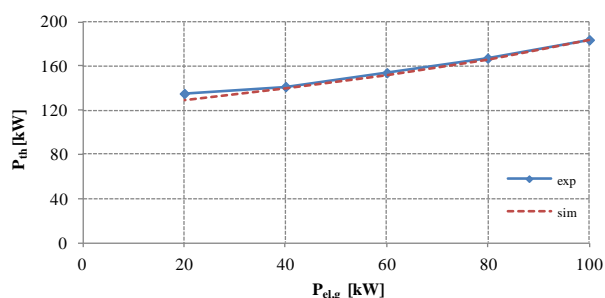


Figura 4-62 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

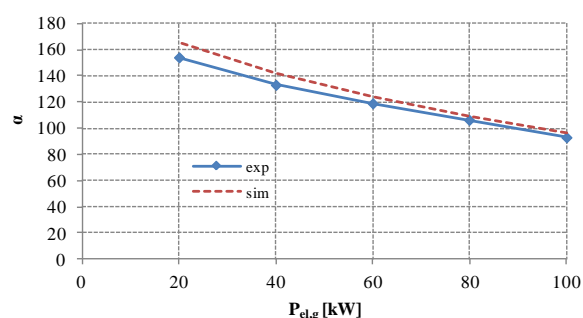


Figura 4-63 - α vs. potenza elettrica lorda

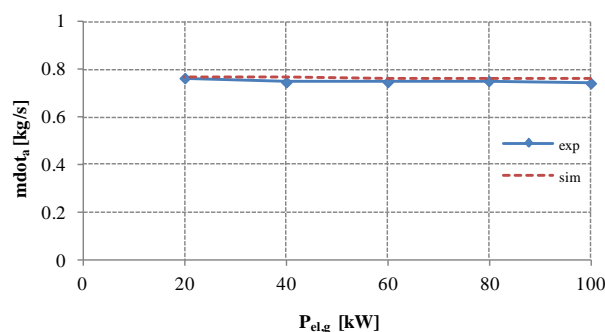


Figura 4-64 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-4 - Errori relativi per i principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
$(T_6 - T_7)$	9.2%	4.4%	4.9%	0.3%	-2.4%
$(T_4 - T_6)$	9.2%	15.2%	2.6%	-2.9%	-11.6%
\dot{m}_{da}	2.4%	1.3%	2.2%	2.6%	0.7%
α	3.3%	2.9%	4.2%	6.6%	7.4%
P_{th}	0.1%	-0.8%	-1.3%	-1.1%	-4.6%
η_{el}	1.0%	1.4%	2.0%	3.7%	7.0%
η_{th}	0.2%	0.4%	0.6%	2.7%	2.0%

Nella Prova relativa alle condizioni invernali, si nota come gli scostamenti del dato simulato rispetto a quello sperimentale relativi alla T_4 siano positivi e non trascurabili ai carichi elevati e minori ai bassi carichi elettrici; ovvero in presenza di temperature esterne inferiori, il modello sovrastima la T_4 e la T_6 e, conseguentemente, la differenza tra le due.

Analogamente a quanto visto per i confronti precedenti, si ha uno scostamento maggiore a carichi inferiori per i parametri T_7 , η_{th} e α . Gli errori relativi alla portata d'aria ed alla potenza termica sono invece inferiori a caso precedente.

4.3.4 Confronto generale tra i dati sperimentali e i risultati di tutte le simulazioni

Nelle figure seguenti sono riportati nella colonna a sinistra gli andamenti dei principali risultati delle simulazioni in funzione del carico elettrico lordo, relativi a ciascuna Prova; nella colonna a destra sono invece riportati gli andamenti sperimentali analoghi. Le due colonne sono confrontate graficamente tra di loro ed i risultati sono commentati.

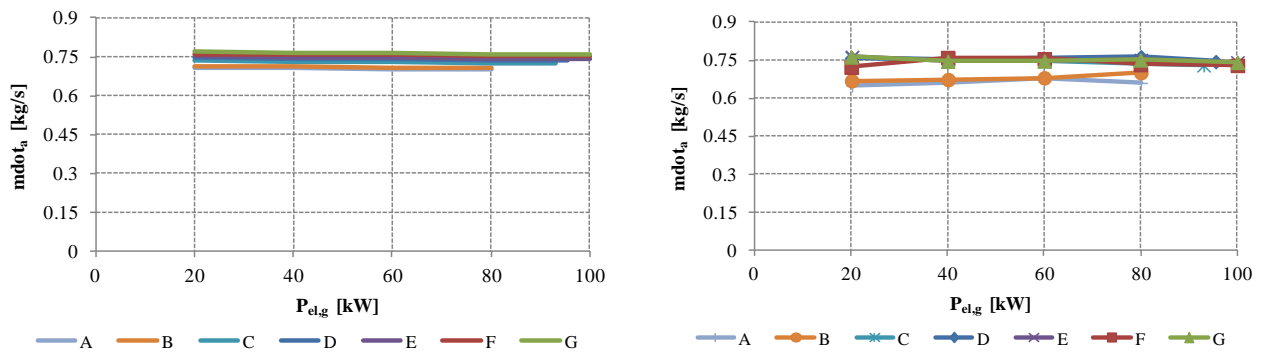


Figura 4-65 - Andamento della portata di aria simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

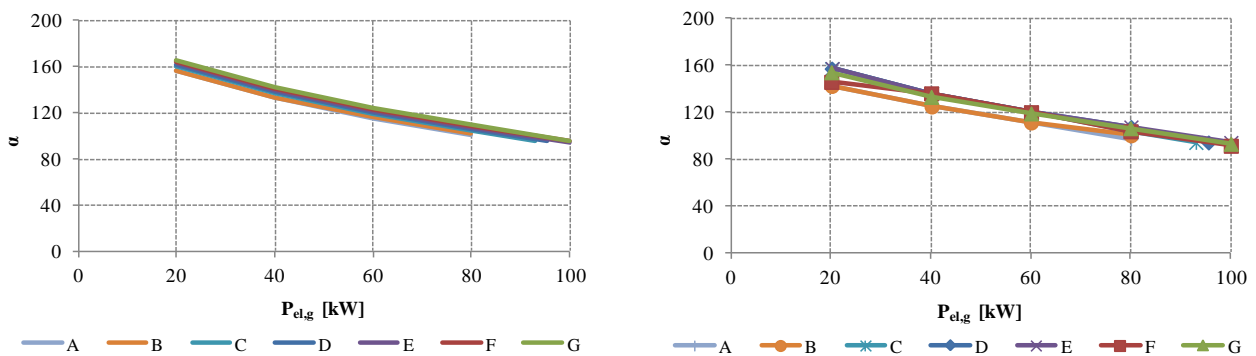


Figura 4-66 - Andamento di α simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

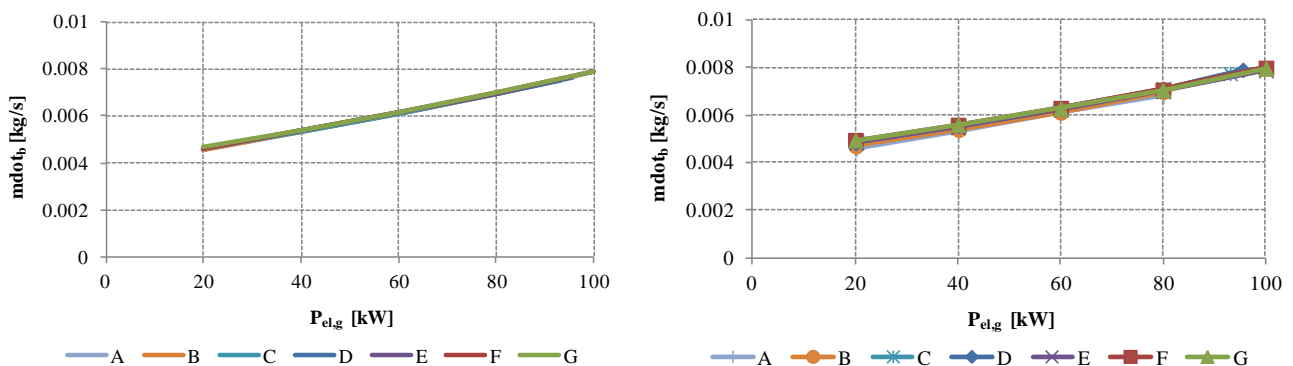


Figura 4-67 - Andamento della portata di combustibile simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

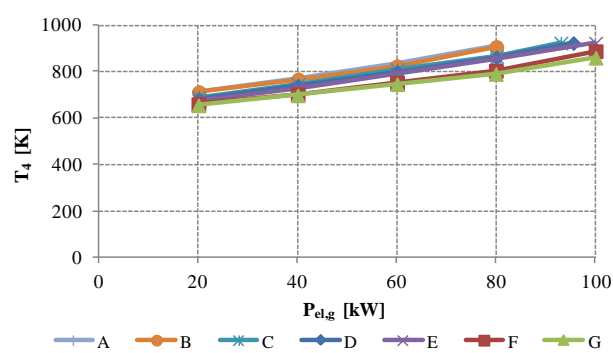
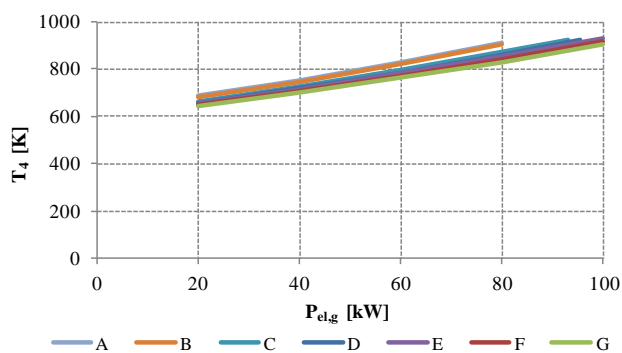


Figura 4-68 - Andamento di T_4 simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

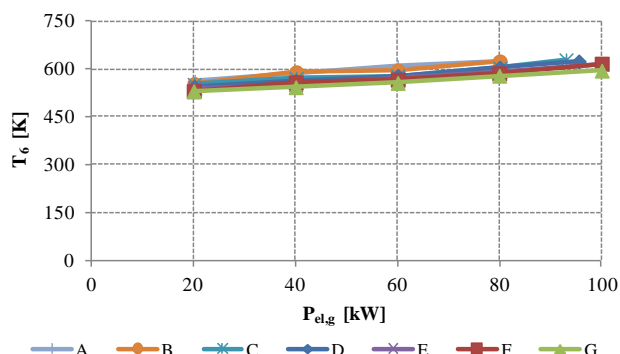
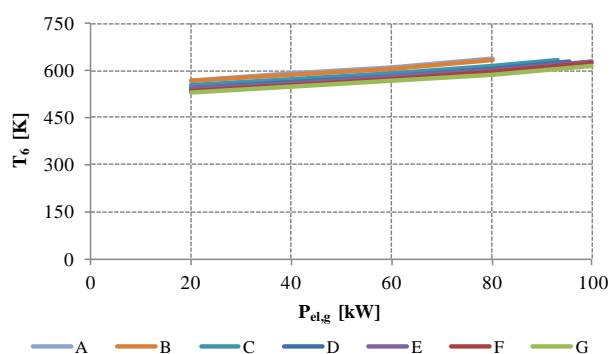


Figura 4-69 - Andamento di T_6 simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

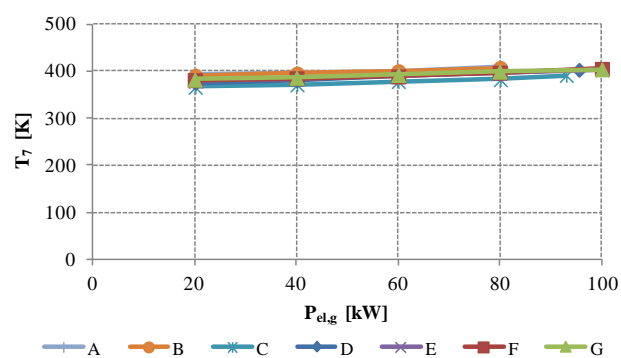
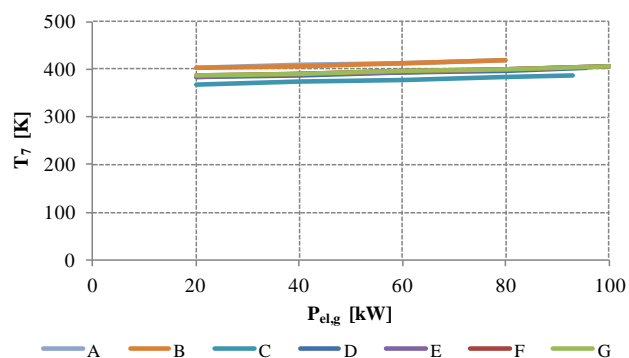


Figura 4-70 - Andamento di T_7 simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

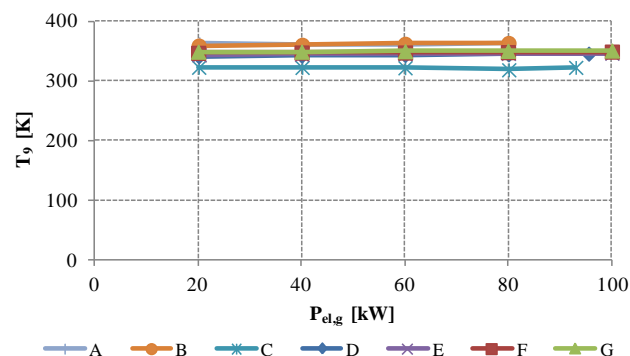
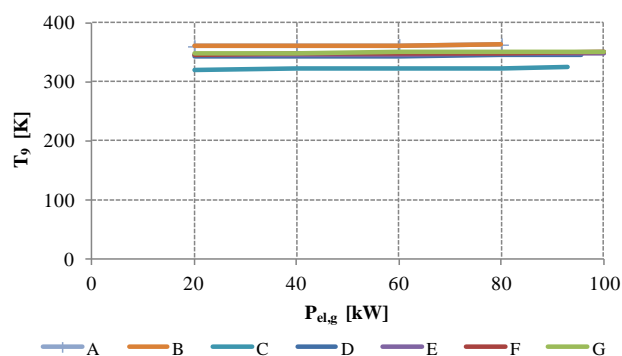


Figura 4-71 - Andamento di T_9 simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

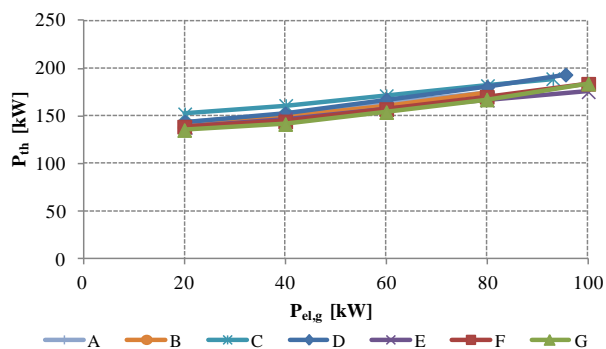
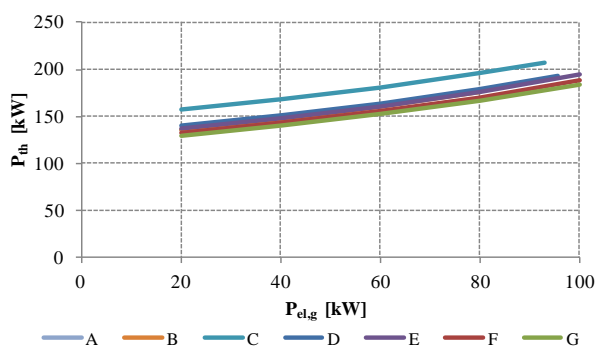


Figura 4-72 - Andamento di P_{th} simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

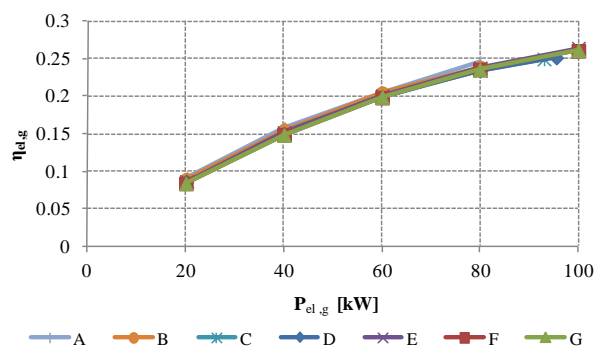
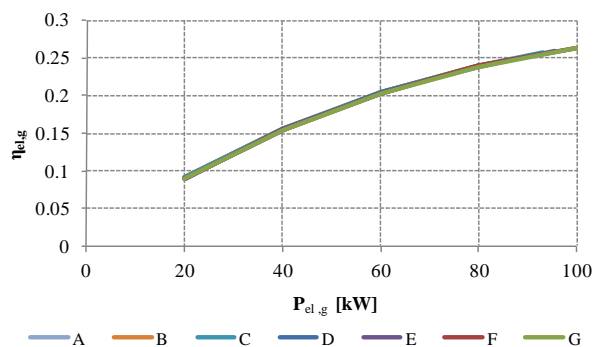


Figura 4-73 - Andamento di $\eta_{el,g}$ simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

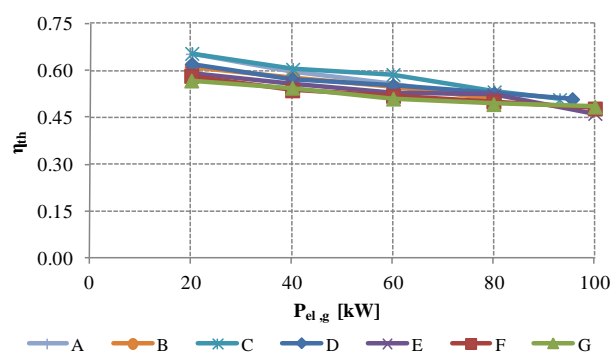
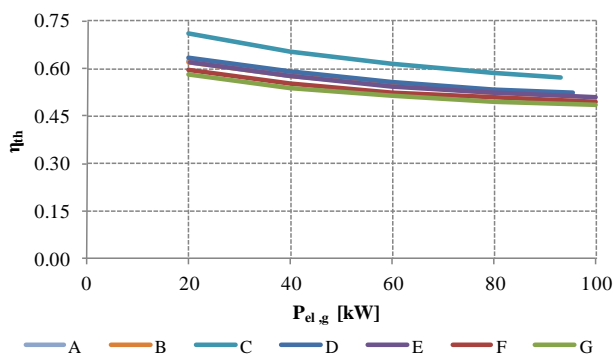


Figura 4-74 - Andamento di η_{th} simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

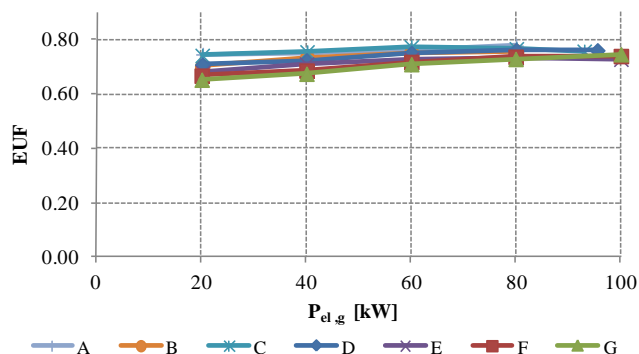
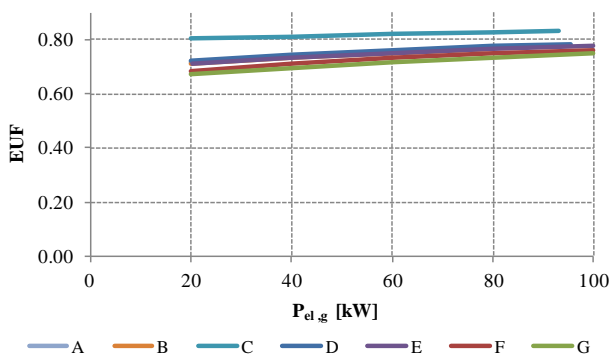


Figura 4-75 - Andamento di EUF simulato (sinistra) e sperimentale (destra) al variare del carico elettrico lordo e per ciascuna Prova considerata

Da un confronto grafico relativo a tutte le prove considerate, i trend generali dei parametri in funzione del carico elettrico sono rispettati. Si nota come gli andamenti simulati relativi ad α (Figura 4-66) e alle temperature T_4 e T_6 (Figura 4-68 e Figura 4-69) siano caratterizzati da una maggiore pendenza rispetto ai dati sperimentali.

In generale, il fenomeno è riconducibile all'utilizzo nel modello di alcuni parametri in input che rimangono costanti al variare del carico, come ad esempio l'efficienza di combustione, l'efficienza pneumatica e il rendimento meccanico e di generazione elettrica. E' infatti probabile che, nel ciclo reale, tali parametri siano caratterizzati da una variazione in funzione del carico elettrico. Un'ulteriore motivazione va ricercata nell'utilizzo di mappe caratteristiche, relative a compressore e turbina, che probabilmente non coincidono perfettamente con quelle dell'impianto reale.

Si nota poi un maggiore scostamento della portata d'aria (Figura 4-65) nelle due prove estive A e B. Tali Prove sono anche caratterizzate da una sovrastima della T_7 da parte del modello.

Per quanto riguarda la potenza termica ed il rendimento termico e l'EUF, si segnala un forte scostamento tra il risultato simulato ed il dato sperimentale. Tale variazione è motivata dal fatto che la prova sperimentale era caratterizzata da una temperatura dell'acqua in ingresso al recuperatore molto inferiore alla temperatura media (38°C, contro 70°C - 75°C). Pertanto, lo scambiatore di calore si porta in una condizione di funzionamento che si scosta dal trend medio.

4.4 Validazione dinamica del modello

Nel seguente capitolo si intende analizzare il comportamento dinamico del modello in condizioni di transitorio.

Il test è eseguito sottoponendo il carico elettrico ad una variazione a gradino, del seguente tipo:

- incremento istantaneo del carico elettrico da 30 kW a 100 kW;
- decrescita istantanea del carico elettrico da 100 kW a 30 kW.

La simulazione è stata eseguita considerando le condizioni presenti durante la prova D, con una temperatura esterna dell'aria pari a 15°C.

Gli eventi analizzati in questa sezione presentano tempi caratteristici molto brevi, nell'ordine dei ms.

Dal momento che il sistema di acquisizione utilizzato, disponibile presso l'impianto sperimentale, non era dotato della possibilità di acquisire dati con una frequenza superiore a 1 Hz. Al fine di confrontare i parametri simulati con quelli relativi ad un sistema reale, non essendo possibile utilizzare i dati relativi al sistema del Politecnico, sono stati utilizzati dati reperibili in [55] relativi alla variazione a gradino 100 kW - 30 kW.

4.4.1 Variazione del carico elettrico da 30 kW a 100 kW

Il carico elettrico è fatto aumentare istantaneamente, attraverso un gradino, dal valore di 30 kW al valore nominale di 100 kW. Di seguito sono mostrati gli andamenti dei principali parametri, in funzione della scala logaritmica del tempo. La variazione di carico elettrico istantaneo avviene nell'istante $t=0$.

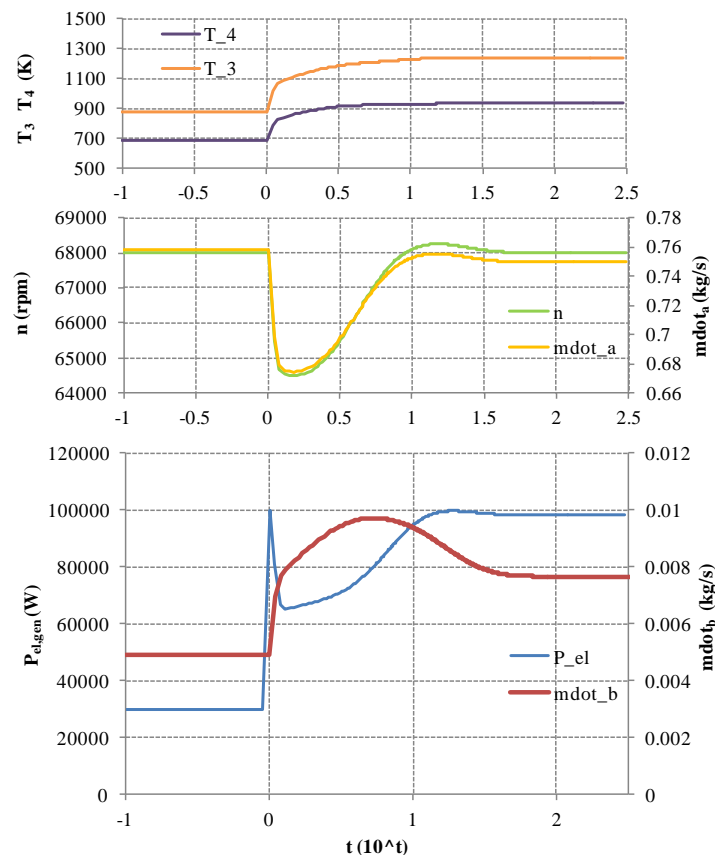


Figura 4-76 - Andamenti di T_3 , T_4 , n , $m_{dot,a}$, $m_{dot,b}$, $P_{el,gen}$ nel passaggio istantaneo della potenza elettrica da 30 kW a 100 kW

All'istante $t=0$, analogamente alla potenza richiesta, la potenza elettrica generata assume istantaneamente il valore 100 kW; tale evento causa il repentino rallentamento dell'albero, con la diminuzione conseguente dell'aria elaborata dal gruppo turbocompressore. Il sistema di controllo, compatibilmente con le costanti dei controllori PI e con le inerzie dei componenti, al fine di riportare la velocità di rotazione al valore nominale, incrementa la portata di combustibile: tale incremento è dapprima istantaneo, poi più graduale. Infatti, in un primo momento prevale il controllo veloce del control system, per poi seguire l'inerzia maggiore del rigeneratore. In un tempo di circa 10 s le temperature raggiungono il

valore stazionario (tempo legato all'inerzia dell'albero e alle costanti dei controlli PI), mentre la portata di combustibile, la velocità e la potenza elettrica, raggiungono le condizioni di stazionarietà in 30 s, poiché dipendenti dall'inerzia del rigeneratore.

4.4.2 Variazione del carico elettrico da 100 kW a 30 kW

Il carico elettrico è fatto decrescere istantaneamente, attraverso un gradino, dal valore nominale di 100 kW al valore di 30 kW. Di seguito sono mostrati gli andamenti dei principali parametri, in funzione della scala logaritmica del tempo. La variazione di carico elettrico istantaneo avviene nell'istante $t=0$.

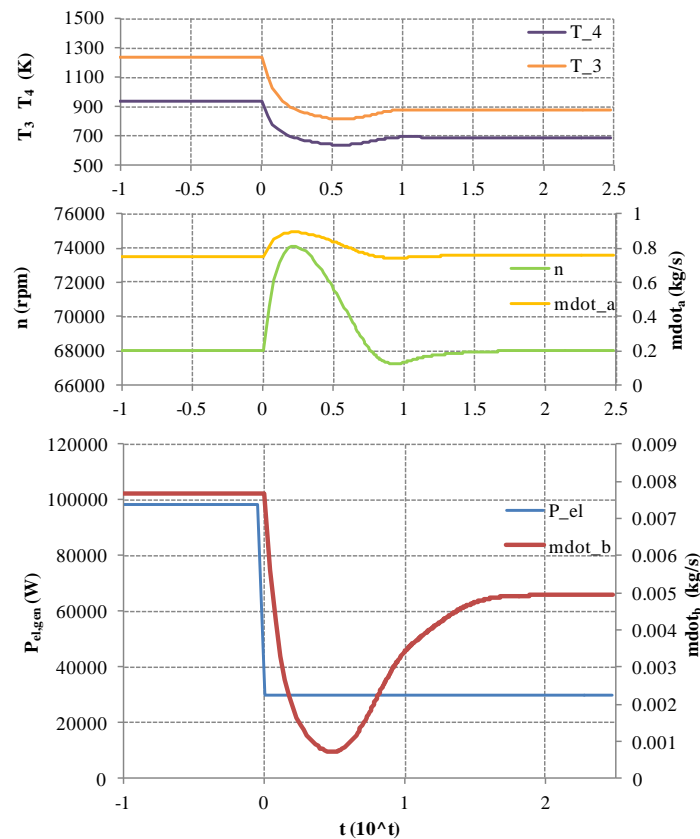


Figura 4-77 - Andamenti di T_3 , T_4 , n , \dot{m}_a , \dot{m}_b , $P_{el,gen}$ nel passaggio istantaneo della potenza elettrica da 100 kW a 30 kW

All'istante $t=0$, analogamente alla potenza richiesta, la potenza elettrica generata assume istantaneamente il valore 30 kW, mantenendolo per tutto il transitorio; tale evento causa la repentina accelerazione dell'albero, con il conseguente incremento dell'aria elaborata dal gruppo turbocompressore. Il sistema di controllo incrementa la portata di combustibile fino al raggiungimento del valore stazionario dopo circa 30 s.

Nelle figure successive sono confrontati graficamente gli andamenti simulati con quelli sperimentali della temperatura T_3 , T_5 e della velocità di rotazione, disponibili in [55], analoghi ad una variazione istantanea dal carico nominale, in quel caso pari a 110 kW, al 30%, ovvero 33 kW.

Dal momento che l'analisi è relativa a due sistemi simili, il confronto è effettuato adimensionalizzando i parametri e normalizzandoli in funzione del rispettivo valore nominale.

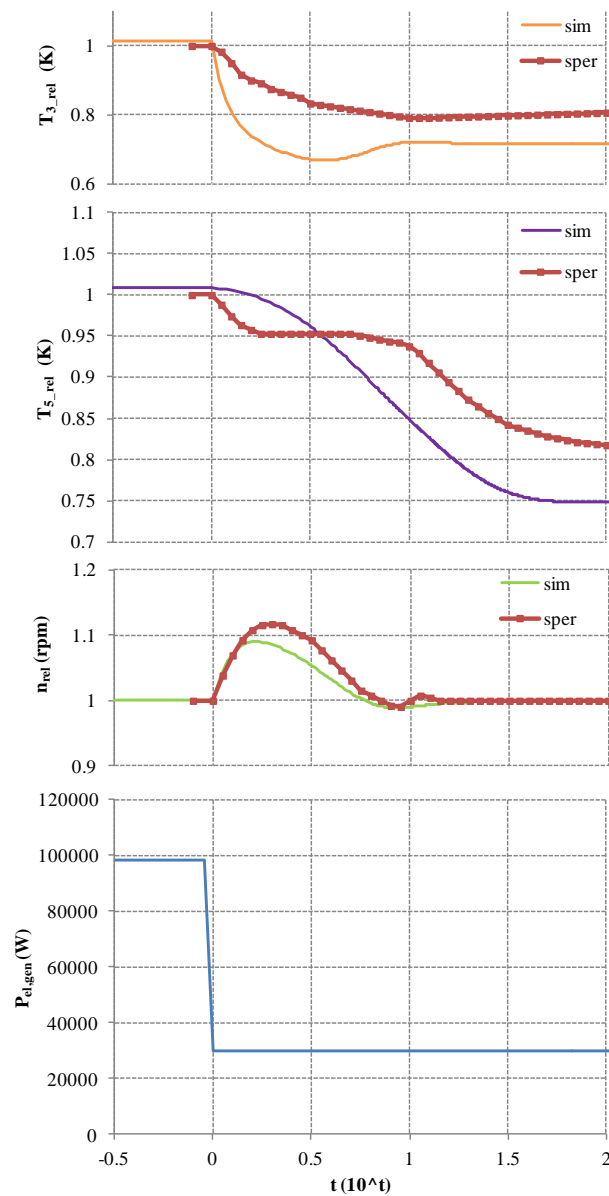


Figura 4-78 - confronto di T_3 , T_5 ed n del tool di simulazione rispetto a dati sperimentali di letteratura (rif=[55])

Dal confronto dei dati appena mostrati si può notare come, in generale, i trend simulati siano simili a quelli sperimentali. Infatti, se i tempi caratteristici dei transitori sono coincidenti (10 s per la T_3 e 35 s per la T_5), le forme delle curve differiscono. Per quanto riguarda la velocità, il dato sperimentale raggiunge dei valori superiori rispetto a quello simulato, segno della presenza di un controllo più lento o delle maggiori inerzie legate alla dinamica dell'albero. Analizzando le temperature, si nota come i valori relativi simulati al termine del transitorio siano inferiori a quelli sperimentali; lo scostamento è pari al 12% per la T_3 e del 8 % per la T_5 . Tale discrepanza non è riconducibile alla dinamica, ma alla differenza delle due macchine considerate che, al 30% del carico nominale raggiungono temperature di funzionamento differenti. Si fa notare la particolare forma dell'andamento sperimentale della T_5 , caratterizzato da un cambio di pendenza, differisce dal trend simulato, che risulta raggiungere in maniera più regolare il valore stazionario. Per quanto riguarda la T_3 , si nota il raggiungimento di un minimo dovuto ad un intervento più immediato e una sovra-compensazione da parte del controllo.

4.5 Analisi di sensitività

Si intende ora analizzare la variazione dei risultati di calcolo ottenuti al variare di alcune costanti in input al modello. Il confronto è condotto in relazione ai principali parametri termodinamici ed ad alcune costanti dinamiche del sistema.

4.5.1 Parametri termodinamici

Al fine di valutare in maniera critica il comportamento del modello in funzione della variazione dei parametri in input, è svolta un'analisi sulla sensitività dei risultati in funzione di piccole variazioni dei parametri di input.

A tal proposito, è utilizzata come base di confronto la simulazione relativa alla prova D, che presenta delle condizioni ambientali intermedie e vicine alle condizioni di test ISO.

L'attività è effettuata confrontando tra loro i principali risultati della simulazione, ottenuti apportando una variazione percentuale di $\pm 5\%$ a ciascuna delle costanti oggetto di analisi.

In particolare, si intende approfondire l'effetto sui risultati di calcolo delle seguenti grandezze:

- portata d'aria nominale elaborata dal compressore $\dot{m}_{a,0}$, e conseguentemente portata d'aria nominale della turbina $\dot{m}_{f,0}$;
- rendimento idraulico di espansione $\eta_{y,t,0}$;
- rendimento di combustione η_b ;
- rendimento pneumatico η_p ;
- rendimento meccanico e di generazione elettrica $\eta_{el,PG} \cdot \eta_m$;
- potere calorifico inferiore del combustibile;

Per quanto riguarda la portata nominale di aria e dei fumi, da datasheet non vi è un dato univoco relativo alle condizioni nominali, ma vi sono dei valori che si discostano tra loro. Essi sono:

- Elliott Application Guide - Part 1: $2.750 \text{ Nm}^3/\text{h}$, pari a $0,974 \text{ kg/s}$;
- Offerta B05-026 Rev.0 -Allegato 7: $0,71 \text{ kg/s}$;
- Offerta Tecnica di EPS del 15/03/06: $0,819 \text{ kg/s}$.

Pertanto, si è scelto un valore di portata nominale dei fumi pari a quello medio misurato nelle varie prove sperimentali e pari a $0,75 \text{ kg/s}$, ma si è effettuata un'analisi di sensibilità del modello su tale parametro.

Un ragionamento analogo ha reso necessaria l'analisi di sensibilità relativa al rendimento idraulico nominale della turbina, di combustione, pneumatico, meccanico-generazione elettrica ed al potere calorifico del combustibile. Infatti, tali parametri sono ipotizzati ed il loro valore influisce sulle performance di simulazione.

Verranno dunque confrontati i risultati delle nuove simulazioni con quelli relativi al Caso Base.

Tabella 4-5 - Elenco dei parametri utilizzati in ciascun confronto per l'analisi di sensitività

Parametro modificato	u.m.	Base - 5%	Base	Base + 5%
$\dot{m}_{a,0}$	kg/s	0.713	0.75	0.788
$\dot{m}_{f,0}$		0.719	0.757	0.795
$\eta_{y,t,0}$	-	0.827	0.87	0.914
η_b	-	0.903	0.95	0.998
η_p	-	0.846	0.89	0.935
$\eta_{el,PG} \cdot \eta_m$	-	0.722	0.765	0.798
LHVb	MJ/kg	45.6	48	50.4

Nel seguito sono mostrati i risultati ed i relativi commenti per ogni prova.

Variazione della portata nominale di aria e fumi

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) della portata di aria e fumi nominale.

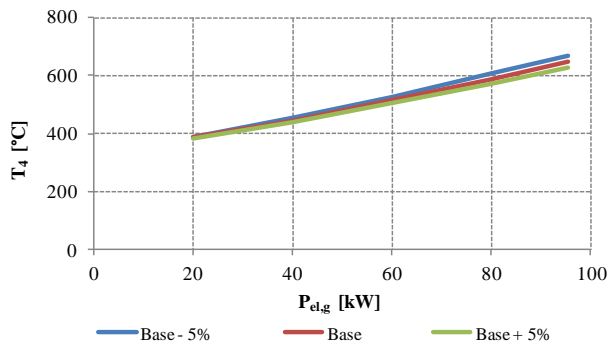


Figura 4-79 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

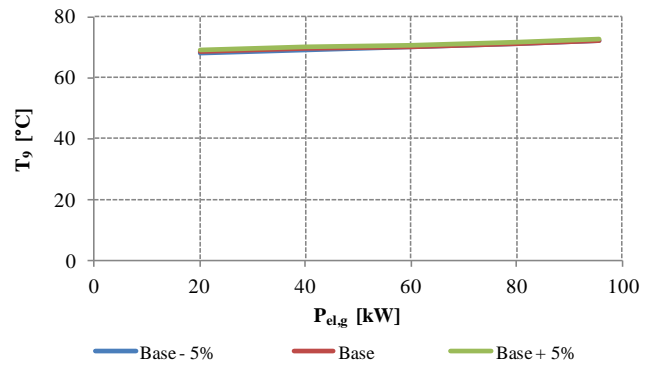


Figura 4-80 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

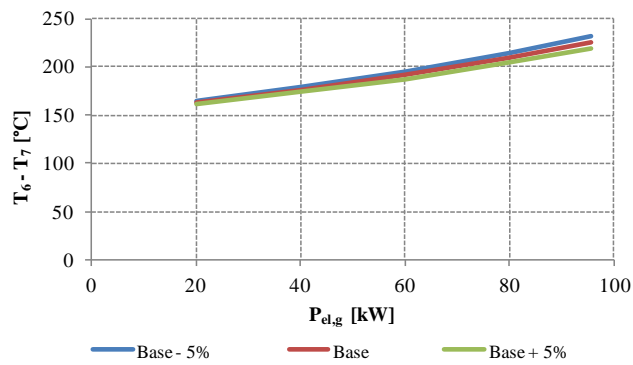


Figura 4-81 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

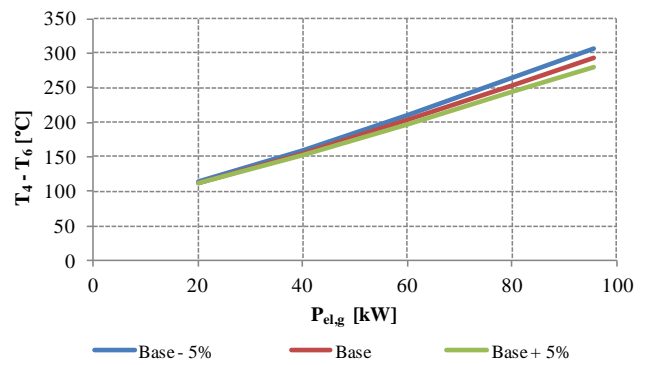


Figura 4-82 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

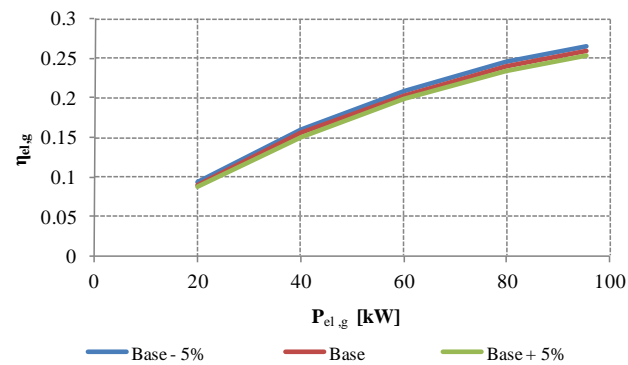


Figura 4-83 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

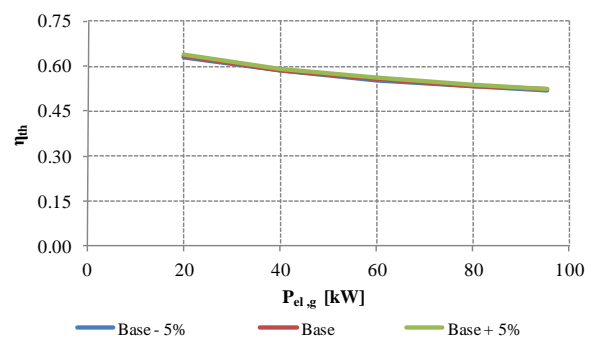


Figura 4-84 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

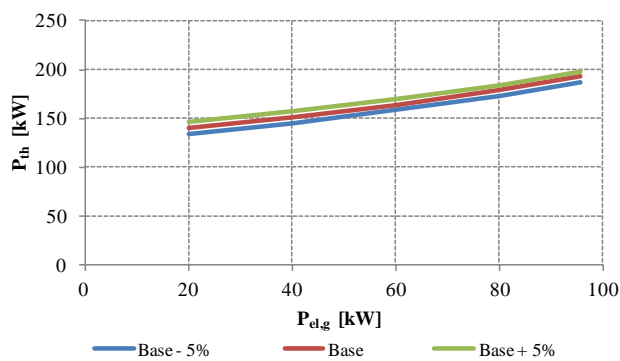


Figura 4-85 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

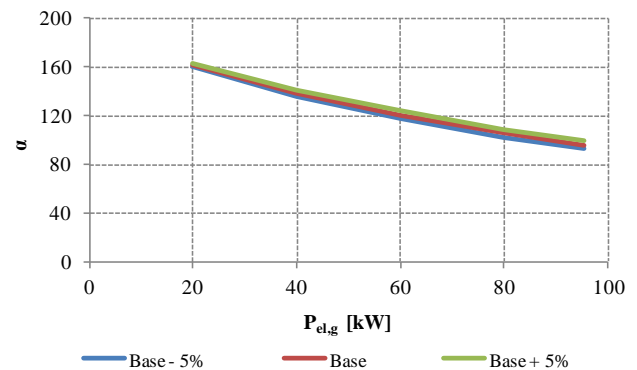


Figura 4-86 - α vs. potenza elettrica lorda

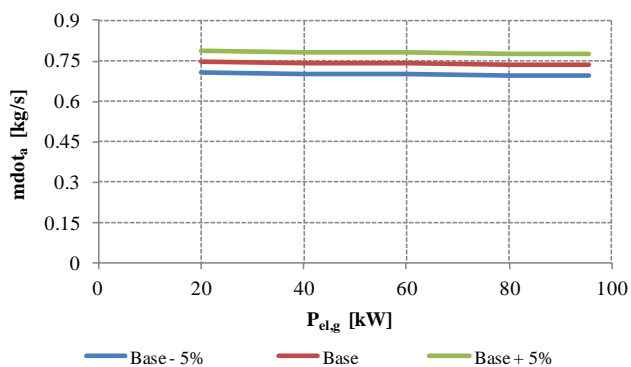


Figura 4-87 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-6 - Scostamenti percentuali ($\pm x$ % rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	2.8%	2.4%	1.9%	1.4%	0.7%
(T_4-T_6)	4.4%	4.0%	3.3%	2.5%	1.5%
\dot{m}_a	5.4%	5.4%	5.4%	5.4%	5.3%
α	3.3%	3.0%	2.6%	2.0%	1.2%
P_{th}	2.7%	3.0%	3.5%	4.0%	4.6%
η_{el}	2.1%	2.4%	2.8%	3.4%	4.2%
η_{th}	0.6%	0.7%	0.7%	0.6%	0.4%
T_4	3.3%	2.9%	2.3%	1.6%	0.8%
T_6	2.3%	2.0%	1.6%	1.1%	0.6%
T_7	1.5%	1.3%	1.0%	0.7%	0.3%

Il decremento della portata di aria nominale, ovvero la riduzione della portata dei fumi, comporta il calcolo di temperature T_4 e T_6 più alte rispetto al Caso Base e la determinazione di un rendimento elettrico superiore. La variazione della loro differenza decresce al decrescere del carico. Anche la potenza termica recuperata è minore, poiché minore è la portata termica del flusso legato ai fumi.

Variazione del rendimento idraulico nominale della turbina

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) del rendimento idraulico nominale della turbina.

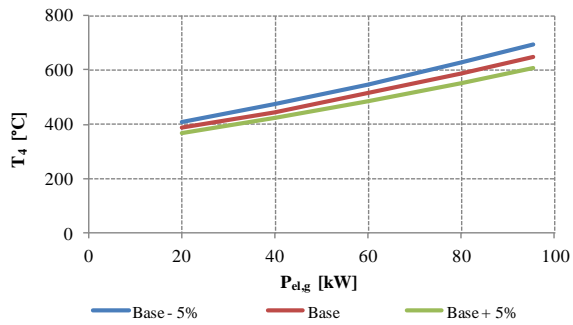


Figura 4-88 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

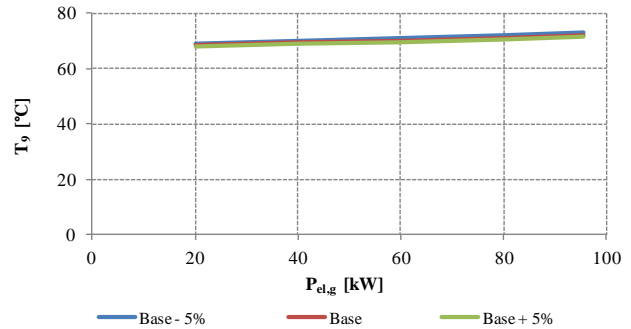


Figura 4-89 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

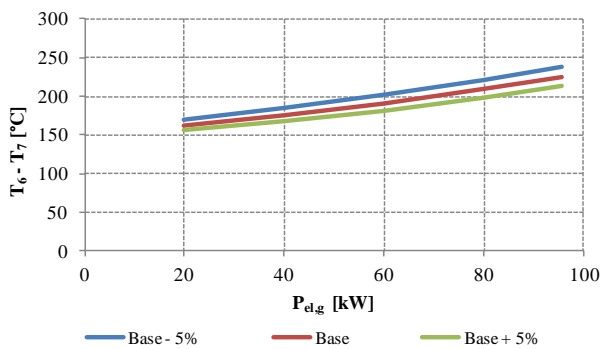


Figura 4-90 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

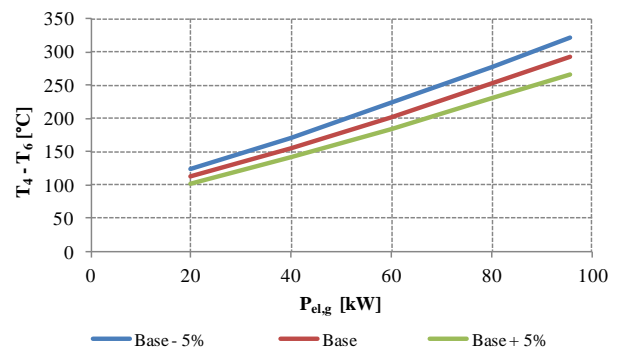


Figura 4-91 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

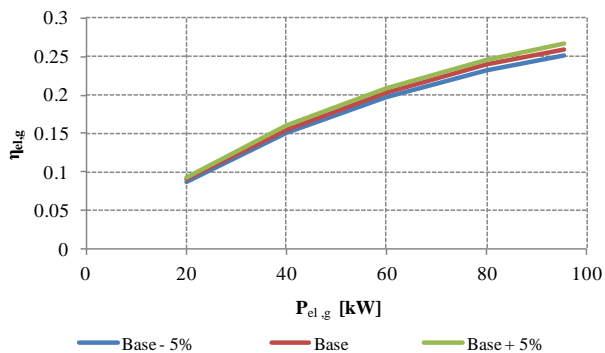


Figura 4-92 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

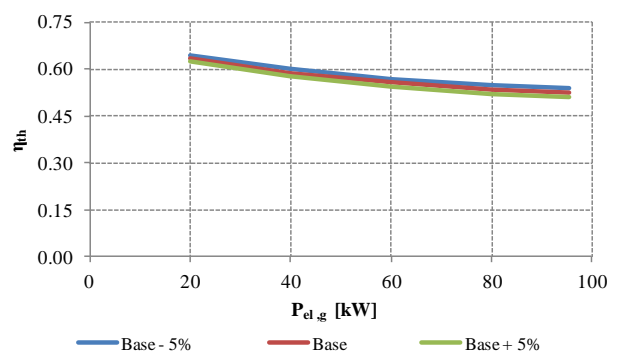


Figura 4-93 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

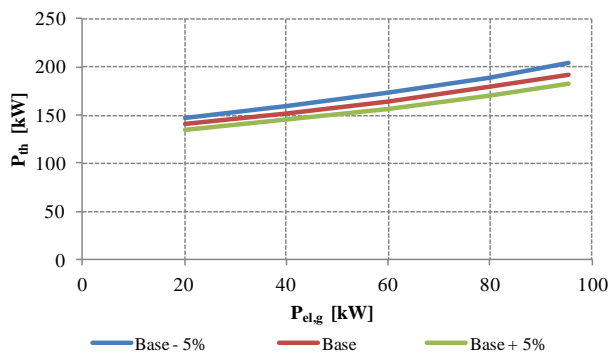


Figura 4-94 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

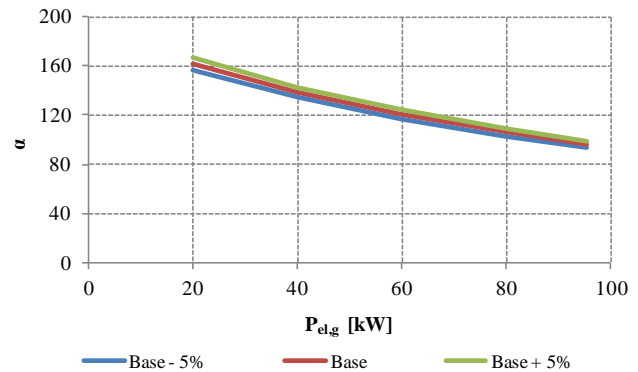


Figura 4-95 - α vs. potenza elettrica lorda

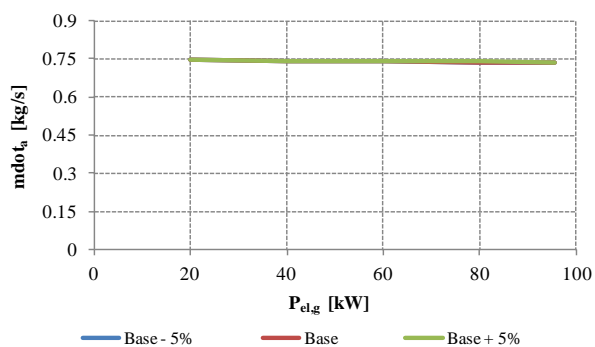


Figura 4-96 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-7 - Scostamenti percentuali (\pm x % rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	5.7%	5.5%	5.2%	4.9%	4.6%
(T_4-T_6)	9.6%	9.6%	9.6%	9.6%	9.5%
\dot{m}_{a}	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%
α	2.9%	2.9%	2.9%	3.0%	3.2%
P_{th}	5.6%	5.4%	5.1%	4.8%	4.5%
η_{el}	2.8%	2.8%	2.8%	3.0%	3.1%
η_{th}	2.7%	2.5%	2.2%	1.8%	1.3%
T_4	6.9%	6.7%	6.4%	5.9%	5.3%
T_6	4.8%	4.5%	4.2%	3.9%	3.6%
T_7	3.1%	2.9%	2.6%	2.4%	2.1%

Il decremento del rendimento idraulico nominale della turbina causa un incremento della T_4 (e conseguentemente della T_6) in uscita dalla turbina stessa e la riduzione del rendimento elettrico, con un conseguente incremento della potenza termica recuperabile e del rendimento termico. Anche le differenze $(T_4 - T_6)$ e $(T_6 - T_7)$ aumentano, in misura maggiore agli alti carichi elettrici.

Variazione del rendimento di combustione nominale

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) del rendimento di combustione nominale della turbina.

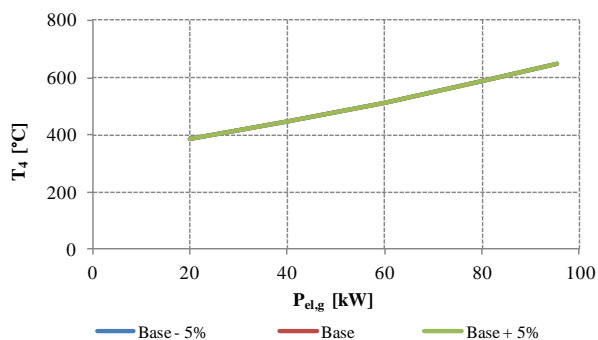


Figura 4-97 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

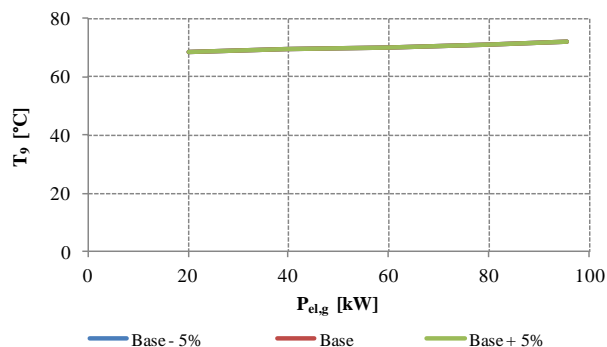


Figura 4-98 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

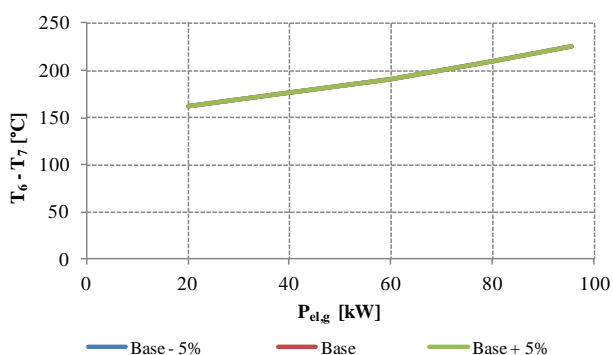


Figura 4-99 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

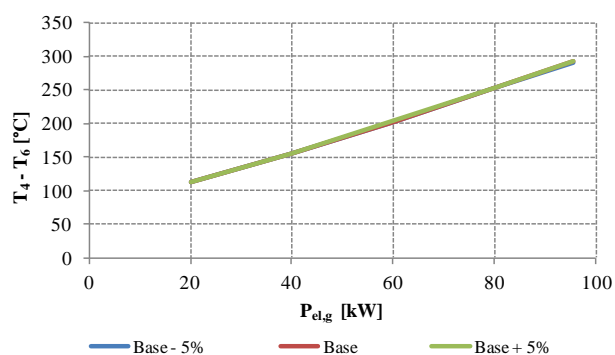


Figura 4-100 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

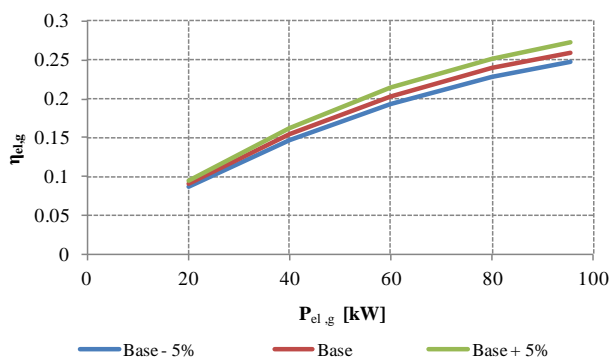


Figura 4-101 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

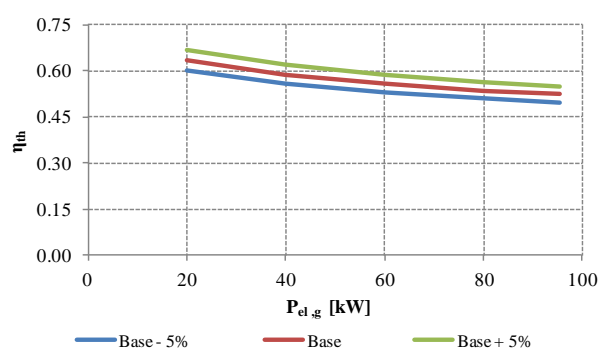


Figura 4-102 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

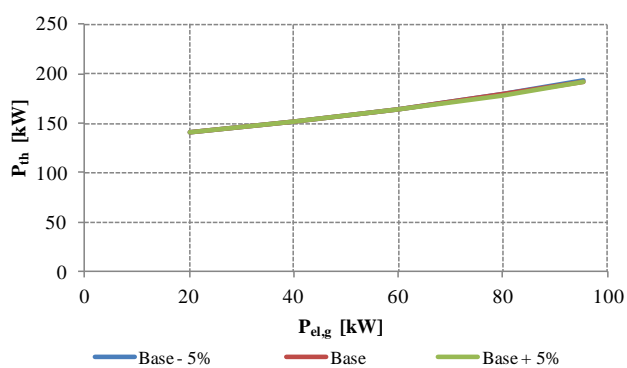


Figura 4-103 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

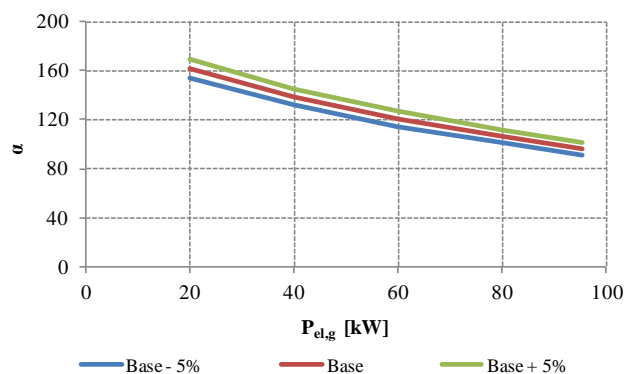


Figura 4-104 - α vs. potenza elettrica lorda

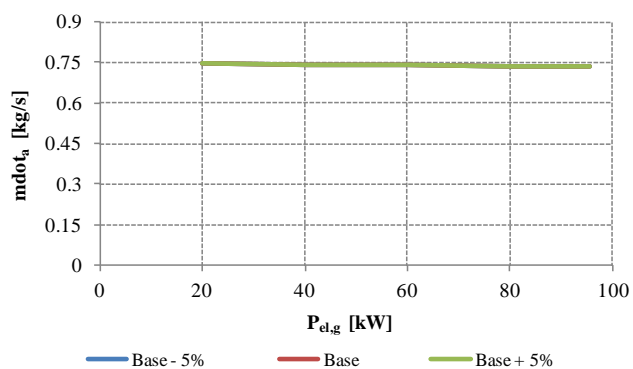


Figura 4-105 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-8 - Scostamenti percentuali ($\pm x$ % rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
(T_4-T_6)	0.2%	0.2%	0.1%	0.1%	0.1%
\dot{m}_{a_1}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
α	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%
P_{th}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
η_{el}	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%
η_{th}	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%
T_4	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.0%
T_6	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
T_7	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%

La variazione del 5% sul rendimento di combustione provoca una variazione del 5% sui rendimenti elettrico e termico, nonché sull' α . Varia cioè la portata di combustibile calcolata: aumentando il rendimento di combustione è necessaria una minore portata di combustibile per generare la potenza elettrica richiesta. Tale minore portata fa sì che le temperature del ciclo rimangano invariate.

Variazione del rendimento pneumatico nominale

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) del rendimento pneumatico nominale della turbina.

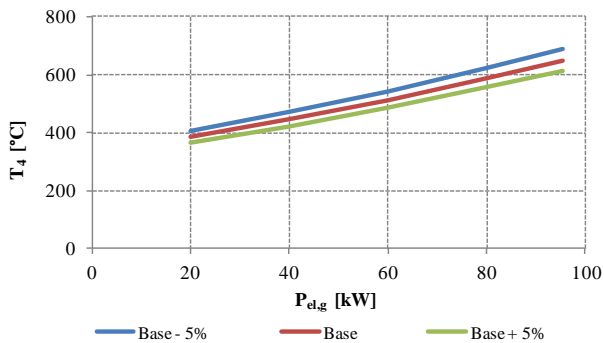


Figura 4-106 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

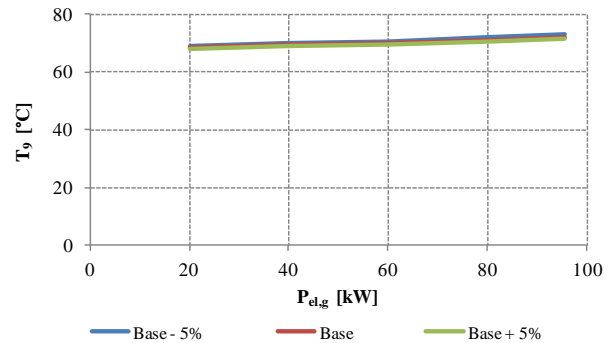


Figura 4-107 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

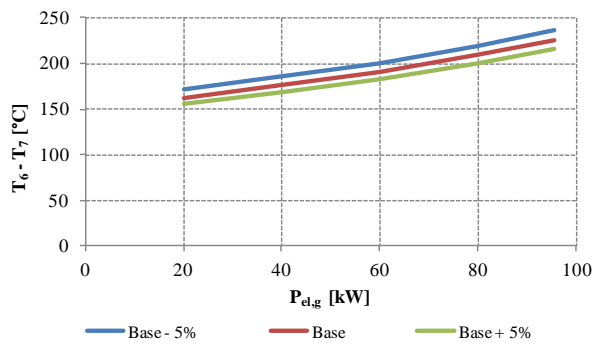


Figura 4-108 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

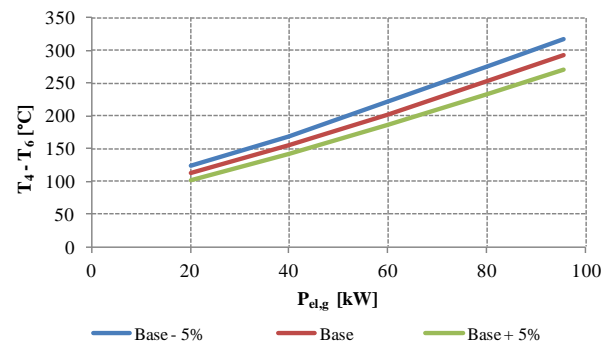


Figura 4-109 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

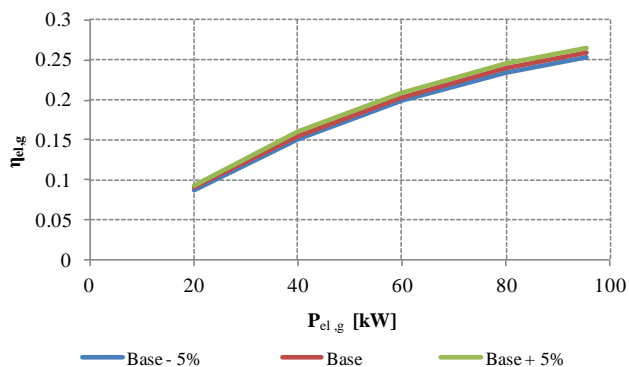


Figura 4-110 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

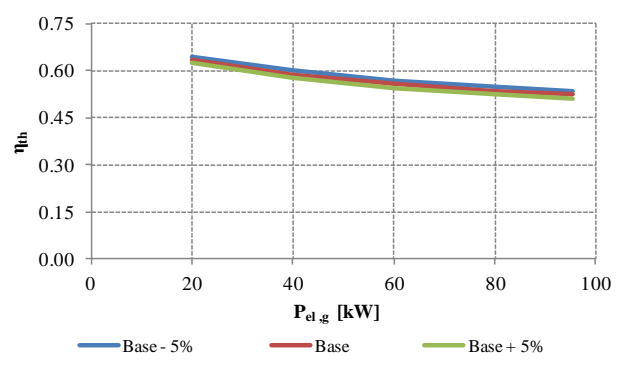


Figura 4-111 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

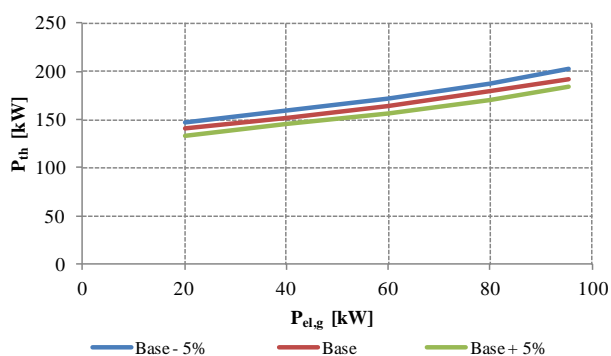


Figura 4-112 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

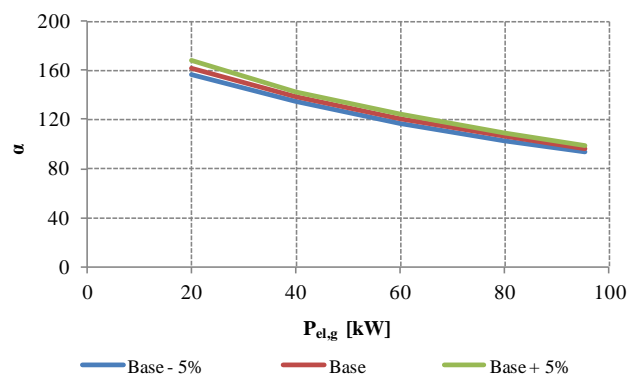


Figura 4-113 - α vs. potenza elettrica lorda

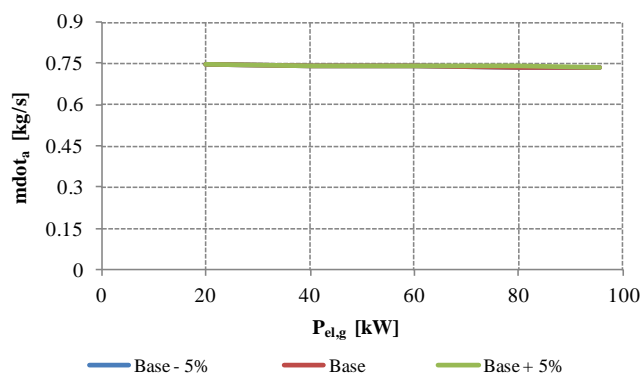


Tabella 4-9 - Scostamenti percentuali ($\pm x$ % rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	4.9%	4.9%	4.8%	4.9%	5.1%
(T_4-T_6)	8.2%	8.3%	8.5%	8.8%	9.4%
\dot{m}_{a_1}	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.2%
α	2.5%	2.6%	2.8%	3.1%	3.6%
P_{th}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
η_{el}	2.4%	2.4%	2.6%	2.9%	3.5%
η_{th}	2.3%	2.2%	2.0%	1.7%	1.4%
T_4	6.0%	5.9%	5.7%	5.6%	5.6%
T_6	4.1%	4.0%	3.9%	3.9%	4.0%
T_7	2.7%	2.6%	2.4%	2.4%	2.4%

Figura 4-114 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

La variazione di questo parametro ha un effetto simile alla variazione dell'efficienza idraulica della turbina, poiché anch'esso influisce direttamente su tale componente: un incremento del rendimento pneumatico coincide con l'incremento del rapporto di espansione con un effetto analogo all'incremento del rendimento idraulico.

Variazione del rendimento elettrico di generazione e meccanico nominale

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) del rendimento elettrico di generazione e meccanico nominale della macchina.

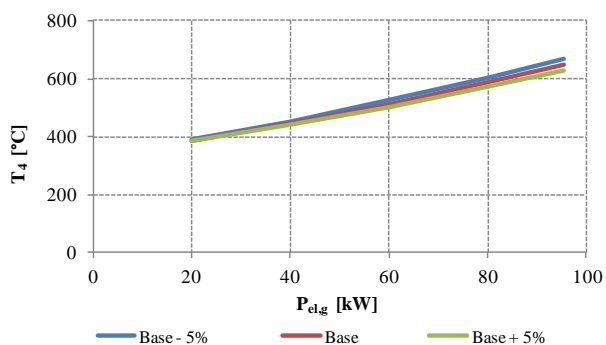


Figura 4-115 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

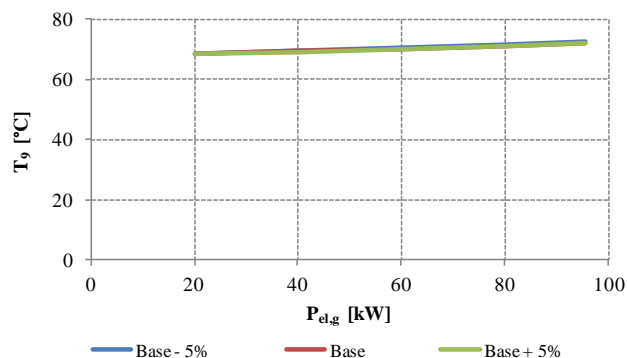


Figura 4-116 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

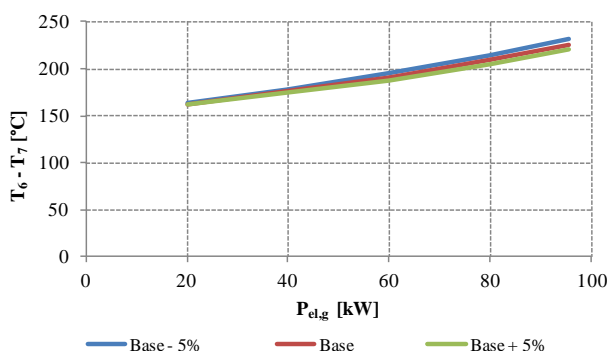


Figura 4-117 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

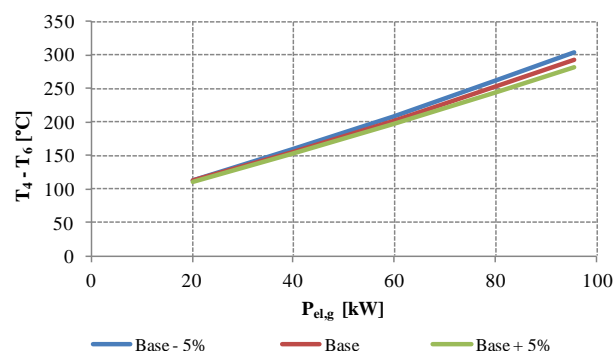


Figura 4-118 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

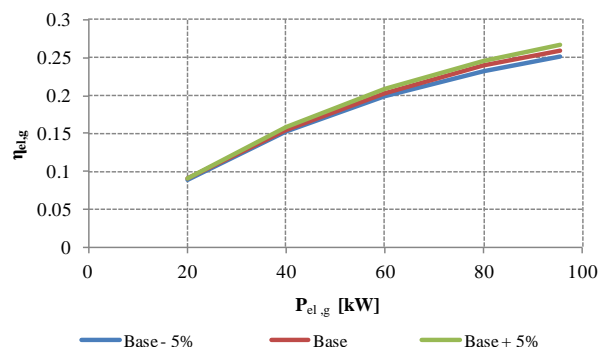


Figura 4-119 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

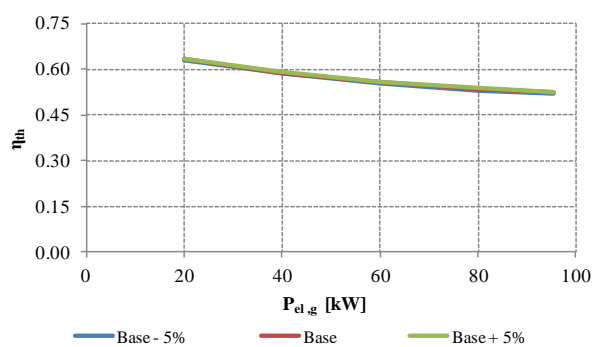


Figura 4-120 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

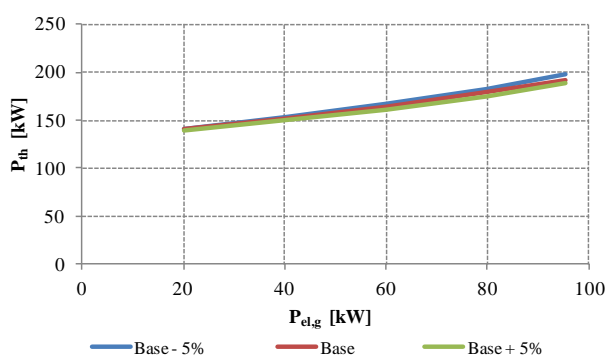


Figura 4-121 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

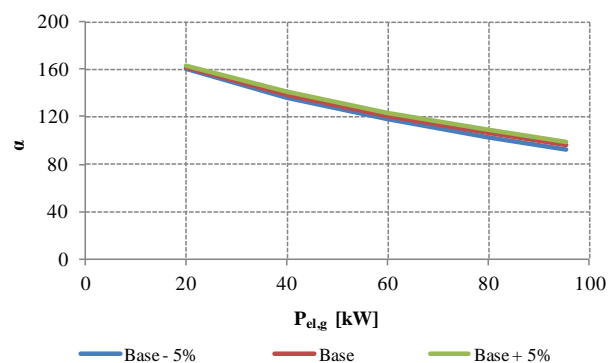


Figura 4-122 - α vs. potenza elettrica lorda

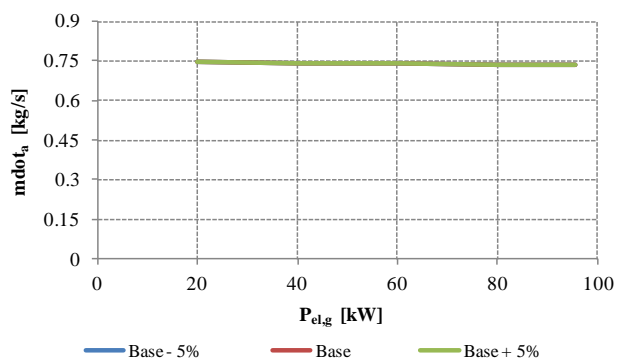


Figura 4-123 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-10 - Scostamenti percentuali ($\pm x\%$ rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	2.6%	2.2%	1.8%	1.3%	0.7%
(T_4-T_6)	4.1%	3.7%	3.1%	2.3%	1.3%
\dot{m}_a	0.1%	0.1%	0.1%	0.0%	0.0%
α	3.1%	2.8%	2.4%	1.8%	1.1%
P_{th}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
η_{el}	3.0%	2.7%	2.3%	1.8%	1.1%
η_{th}	0.6%	0.6%	0.6%	0.6%	0.4%
T_4	3.0%	2.6%	2.1%	1.4%	0.7%
T_6	2.2%	1.8%	1.4%	1.0%	0.5%
T_7	1.4%	1.2%	0.9%	0.6%	0.3%

Riducendo il rendimento meccanico e di generazione elettrica del sistema è necessaria una maggiore portata di combustibile per erogare la stessa potenza elettrica; come conseguenza si ha l'incremento delle temperature del ciclo, la riduzione dell'efficienza elettrica e di α .

Variazione del potere calorifico inferiore del combustibile

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +5% (Base +5%) e del -5% (Base -5%) del potere calorifico inferiore del combustibile.

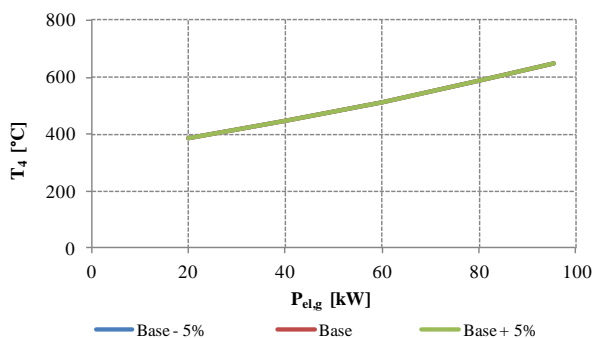


Figura 4-124 - T_4 vs. potenza elettrica lorda

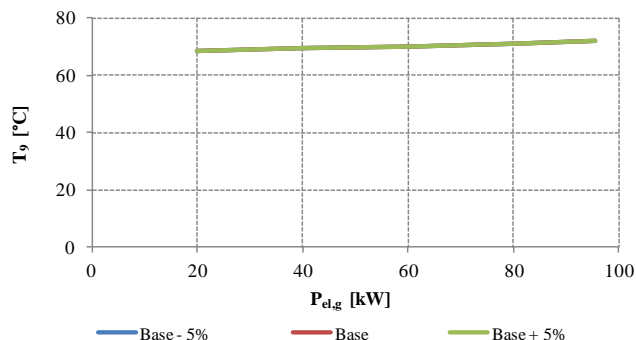


Figura 4-125 - T_9 vs. potenza elettrica lorda

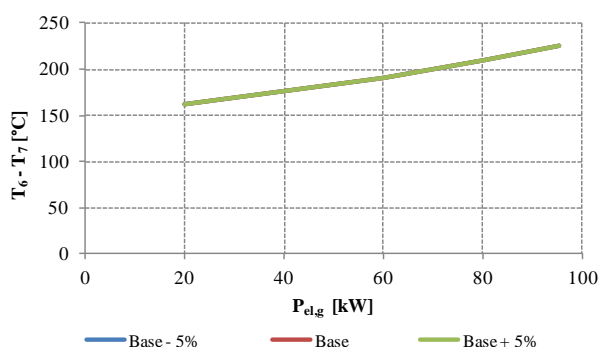


Figura 4-126 - $(T_6 - T_7)$ vs. potenza elettrica lorda

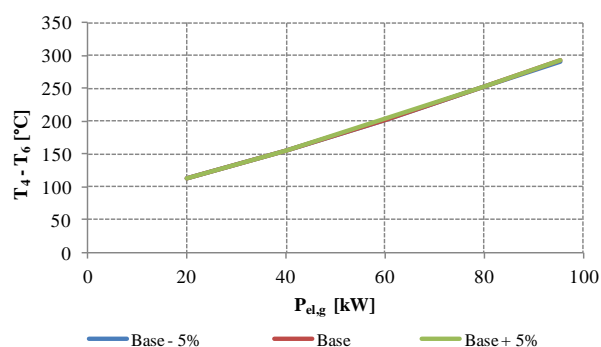


Figura 4-127 - $(T_4 - T_6)$ vs. potenza elettrica lorda

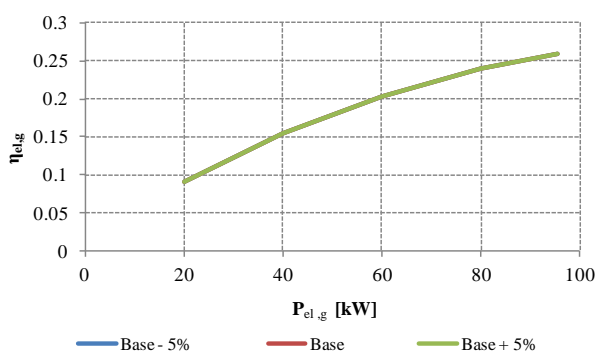


Figura 4-128 - $\eta_{el,g}$ vs. potenza elettrica lorda

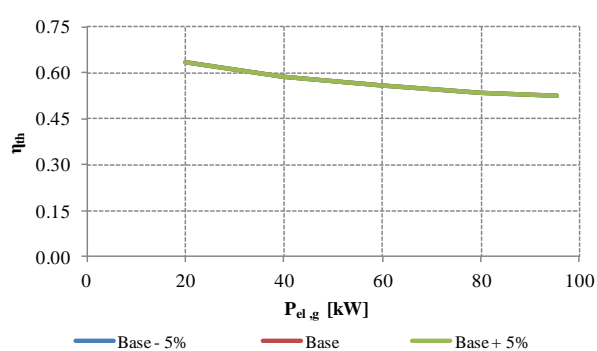


Figura 4-129 - η_{th} vs. potenza elettrica lorda

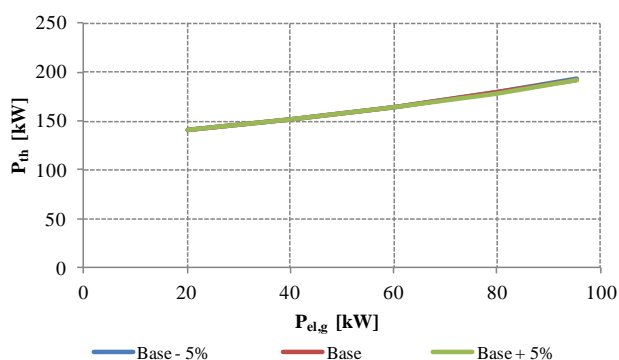


Figura 4-130 - P_{th} vs. potenza elettrica lorda

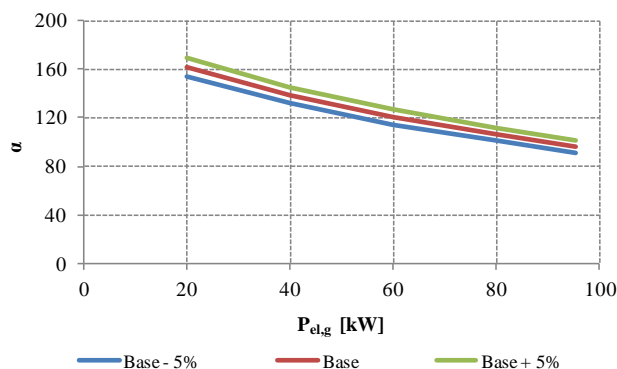


Figura 4-131 - α vs. potenza elettrica lorda

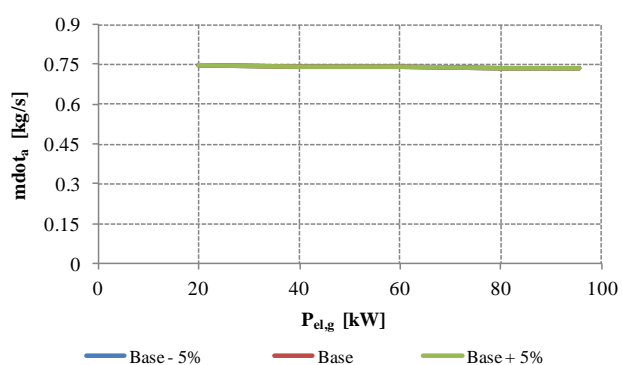


Figura 4-132 - Portata d'aria vs. potenza elettrica lorda

Tabella 4-11 - Scostamenti percentuali ($\pm x\%$ rispetto al Caso Base) dei principali parametri

Parametro	Pieno carico	80%	60%	40%	20%
(T_6-T_7)	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
(T_4-T_6)	0.2%	0.2%	0.1%	0.1%	0.1%
\dot{m}_{a_3}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
α	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%	5.0%
P_{th}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
η_{el}	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
η_{th}	0.1%	0.1%	0.0%	0.0%	0.0%
T_4	0.1%	0.1%	0.1%	0.1%	0.0%
T_6	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%
T_7	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%	0.0%

La riduzione del potere calorifico del combustibile comporta un aumento di portata di gas naturale a parità di potenza elettrica erogata, con conseguente decremento di α .

4.5.2 Parametri dinamici

Analogamente a quanto visto per il paragrafo 4.5, al fine di valutare in maniera critica il comportamento del modello in funzione della variazione delle costanti dinamiche in input, è svolta un'analisi sulla sensitività dei risultati in funzione di piccole variazioni di tali parametri.

A tal proposito, è utilizzata come base di confronto la simulazione relativa alla discesa della potenza elettrica erogata, da 100 kW a 30 kW.

L'attività è effettuata confrontando tra loro i principali risultati della simulazione, ottenuti apportando una variazione percentuale a ciascuna delle costanti oggetto di analisi. In particolare, si intende approfondire l'effetto sui risultati di calcolo delle seguenti grandezze:

- momento d'inerzia I_s dell'albero, con variazione di $\pm 30\%$;
- guadagno proporzionale P relativo al controllore sulla velocità di rotazione, con variazione di $\pm 15\%$;
- guadagno integrativo I relativo al controllore sulla velocità di rotazione, con variazione di $\pm 30\%$;
- costante di tempo del rigeneratore τ_{rig} , con variazione di $\pm 30\%$;

Le variazioni percentuali sono state scelte al fine di ottenere degli scostamenti adeguati dei trend rispetto al caso Base. Si fa notare che, per quanto riguarda il guadagno proporzionale P , si è considerata una variazione di $\pm 15\%$, anziché del $\pm 30\%$; infatti, si è sperimentato che una variazione superiore al -20% comporta un'instabilità di calcolo del modello, poiché introduce una dinamica troppo lenta per il controllo della macchina.

L'analisi verrà eseguita confrontando i risultati delle nuove simulazioni con quelli relativi al caso base.

Parametro	u.m.	Base - 30%	Base	Base + 30%
I_s	kg m ²	0.0027	0.0038	0.00494
$I_{PI,n}$	-	0.7	1	1.3
τ_{rig}	s	7	10	13
Parametro	u.m.	Base - 15%	Base	Base + 15%
$P_{PI,n}$	-	1.4	2	2.6

Nel seguito sono mostrati i risultati ed i relativi commenti per ogni prova.

Variazione del momento d'inerzia dell'albero

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +30% (Base +30%) e del -30% (Base -30%) dell'inerzia dell'albero.

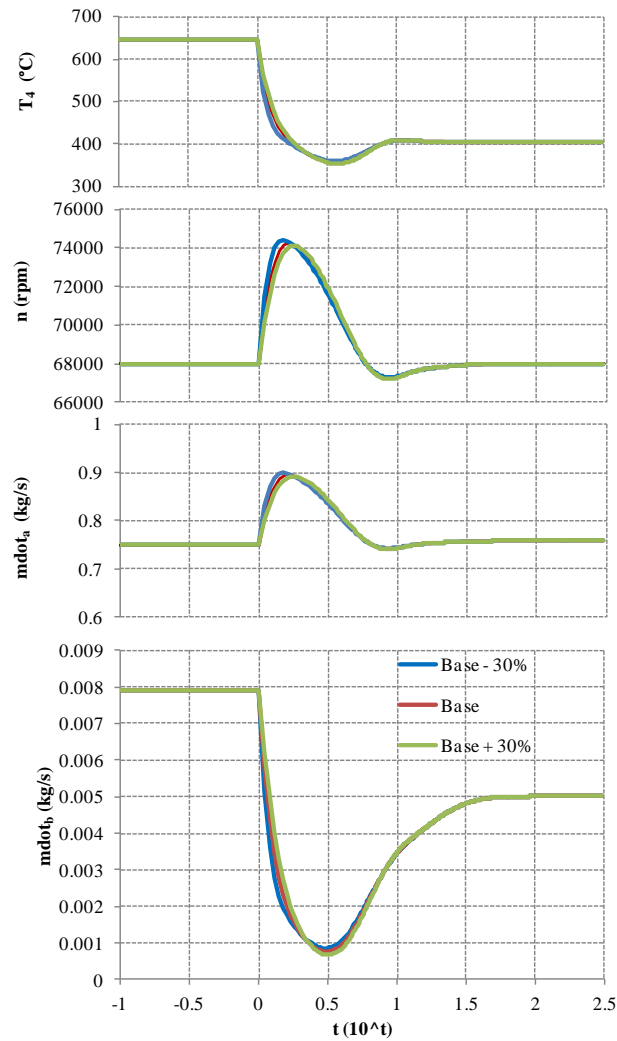


Figura 4-133 - Confronto grafico tra Caso Base e i casi con variazione di $\pm 30\%$ del momento d'inerzia dell'albero

La riduzione del momento d'inerzia dell'albero provoca un aumento dell'accelerazione del turbo gruppo rispetto al Caso Base, con conseguente incremento delle pendenze delle curve relative ai vari parametri, in seguito alla sollecitazione.

Variazione del guadagno proporzionale - PI_n

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +15% (Base +15%) e del -15% (Base -15%) della costante proporzionale del controllore relativo alla velocità di rotazione.

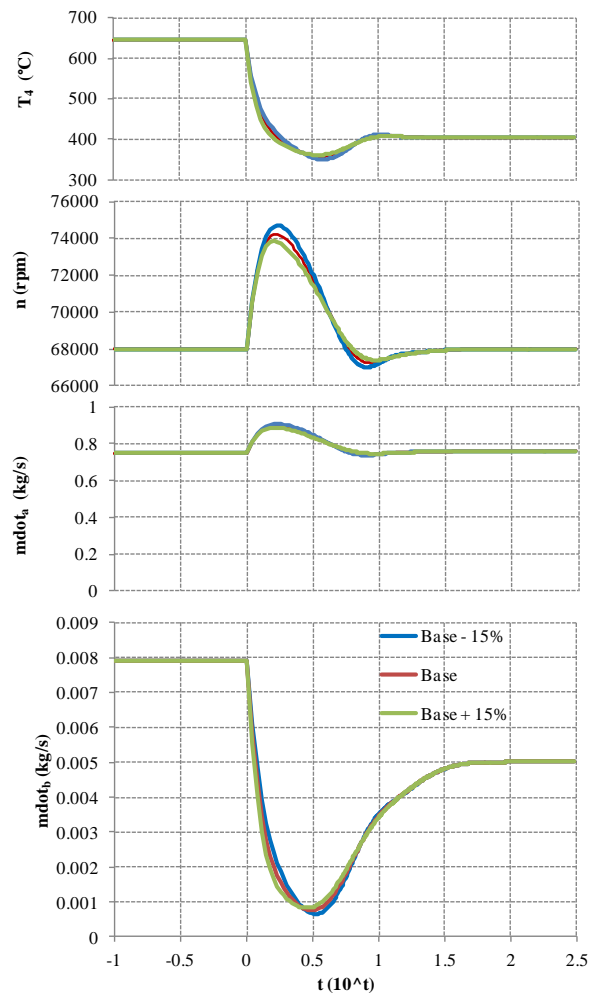


Figura 4-134 - Confronto grafico tra Caso Base e i casi con variazione di $\pm 15\%$ della costante proporzionale del controllore relativo alla velocità di rotazione

La riduzione della costante proporzionale del controllore provoca una risposta più lenta alla riduzione della portata di combustibile, che si riflette sulla maggiore velocità di fuga raggiunta dall'albero a valle della sollecitazione.

Variazione del guadagno integrale - PI_n

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +30% (Base +30%) e del -30% (Base -30%) della costante integrale del controllore relativo alla velocità di rotazione.

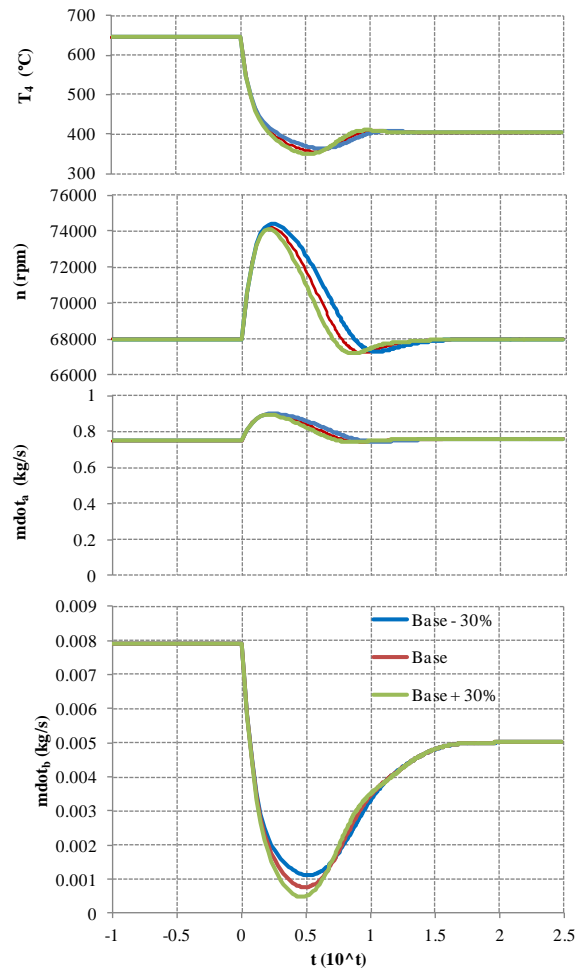


Figura 4-135 - Confronto grafico tra Caso Base e i casi con variazione di $\pm 30\%$ della costante integrale del controllore relativo alla velocità di rotazione

La riduzione della costante integrativa del controllore provoca una riduzione della portata di combustibile di uguale velocità ma minore intensità rispetto al Caso Base, causando un ritardo nel ripristino della velocità nominale.

Variazione della costante di tempo del rigeneratore

Nelle figure seguenti è mostrato il confronto grafico tra i trend relativi alla Prova D (caso Base) e i trend relativi alle prove effettuate con una variazione del +30% (Base +30%) e del -30% (Base -30%) della costante di tempo del rigeneratore.

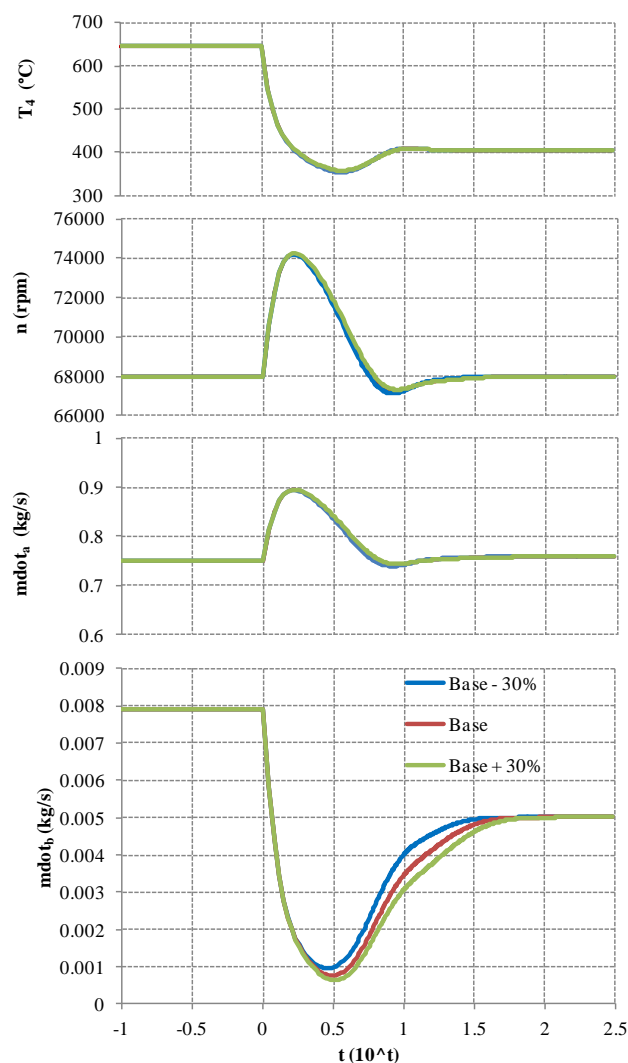


Figura 4-136 - Confronto grafico tra Caso Base e i casi con variazione di $\pm 30\%$ della costante di tempo del rigeneratore

La variazione della costante di tempo del rigeneratore, poiché elevata rispetto ai tempi di risposta caratteristici relativi alla sollecitazione in oggetto, ha delle conseguenze sulla portata del combustibile a partire da 2-3 secondi dall'evento. Infatti, diminuendo tale grandezza, diminuisce la durata del transitorio termico del ciclo.

5. Simulazioni energetico-economiche

Nella seguente sezione si intendono valutare le performance energetiche ed economiche relative all'esercizio annuale degli impianti illustrati nel presente lavoro.

In particolare, sarà eseguita una valutazione sul funzionamento in un anno tipo, dell'impianto microturbina - desiccant, utilizzando i dati sperimentali raccolti e ne saranno commentati i risultati.

Infine, sarà valutata la performance relativa al funzionamento annuale della configurazione microturbina - assorbitore, non attraverso i dati sperimentali, ma attraverso il modello di simulazione appena illustrato.

5.1 Metodologia adottata

Per ciascuna configurazione impiantistica descritta sono adottate una metodologia e delle ipotesi di calcolo. Infatti, per ciascuna configurazione è utilizzato un differente metodo di valutazione delle performance.

Sistema microturbina - desiccant

Per quanto riguarda l'accoppiamento microturbina - desiccant, la cui analisi è stata anche presentata in [76], dal momento che non è presente un modello di simulazione del sistema, si utilizzano i seguenti dati:

- caratterizzazione della microturbina: si considerano i dati sperimentali relativi alla Prova G, per quanto riguarda il periodo invernale in cogenerazione, e quelli relativi alla prova A per quanto riguarda il periodo estivo in trigenerazione;
- caratterizzazione del desiccant: si utilizzano i dati sperimentali medi relativi alla Prova Q per quanto riguarda il periodo estivo in trigenerazione; si considera la configurazione giudicata più adatta, ovvero 3 unità attive (si veda il paragrafo 3.4.1).

Tabella 5-1 - Prove sperimentali utilizzate per la simulazione dell'impianto microturbina - desiccant

	Cogenerazione	Trigenerazione	Trigenerazione
Sistema - Prova	Microturbina - Prova G	Microturbina - Prova A	Desiccant - Prova Q
Data	2 Febbraio 2011	8 Luglio 2010	13 Settembre 2010
T0 - temperatura media (°C)	2.5	30	29.3
RH0 - umidità relativa media (%)	80	40	53.1

Si considera dunque che il comportamento del sistema sia quello descritto nella Prova G per tutto il periodo in cogenerazione, e quello descritto nelle Prove A (microturbina) e Q (desiccant) per tutto il periodo in trigenerazione.

Sistema microturbina - assorbitore

Per quanto riguarda il sistema microturbina - assorbitore il comportamento del sistema è simulato attraverso il modello di calcolo descritto in precedenza.

Le condizioni ambiente sono quelle reali relative alla Città di Torino, registrate nel 2011 e disponibili online¹.

Al fine di ottimizzare il tempo di simulazione e la precisione dei calcoli, si è scelto un time step di 5 minuti, al quale sono state riadattate tutte le costanti di tempo presenti nel modello.

A titolo di esempio, sono mostrati i risultati della simulazione di una settimana di funzionamento del sistema microturbina - assorbitore.

I dati in input, relativi alla temperatura, pressione e umidità relativa ambiente, si riferiscono al periodo 1-7 Luglio 2010.

La strategia di funzionamento relativa al periodo considerato è la seguente:

- la microturbina è sempre attiva; l'assorbitore è funzionante tutti i giorni con orario 9-19;
- è impostato un set point di funzionamento, relativo alla potenza elettrica da erogare, pari a 100 kW;
- è impostata una temperatura di set point, relativa all'acqua di alimento dell'assorbitore, pari a 87°C;
- si considera che tutta la potenza termica sia recuperata dallo scambiatore fumi-acqua;
- la potenza termica non utilizzata dall'assorbitore è impiegata per la produzione di acqua calda sanitaria;

In Figura 5-1 sono riportati gli andamenti di T_0 e RH_0 (dati in input) e delle potenze elettrica erogata, termica per acqua calda sanitaria e frigorifera, assieme alla temperatura T_9 (dati in output).

¹ SI veda il sito: <http://www.wunderground.com/weatherstation/WXDailyHistory.asp?ID=ITONICHE1>

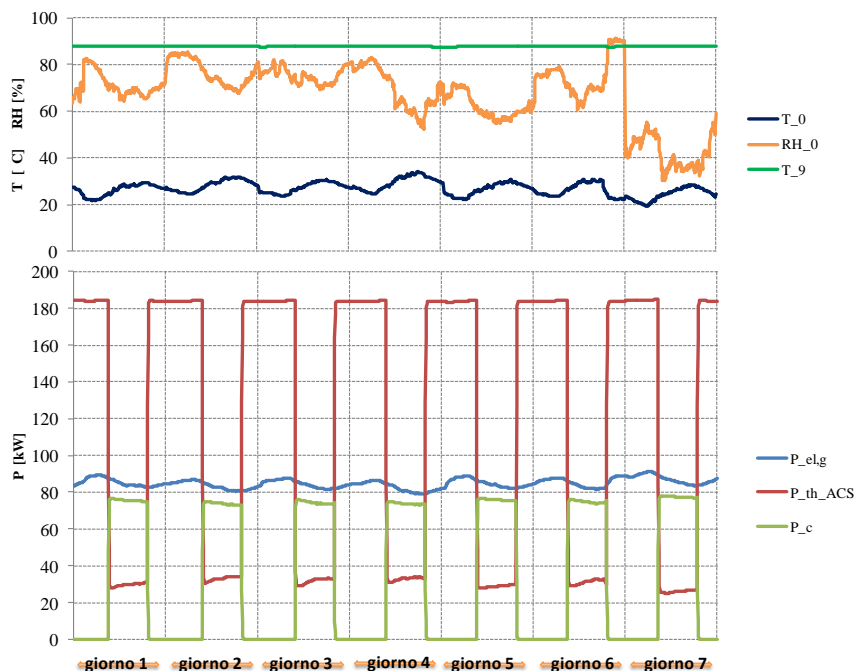


Figura 5-1 - Andamento delle potenze e della T_9 simulati durante una settimana in assetto trigenerativo, caratterizzata da T_0 e RH_0

Dall'analisi della potenza elettrica erogata si può notare come essa vari in funzione della temperatura esterna: in corrispondenza dei valori massimi di quest'ultima, il controllo sulla temperatura T_4 limita automaticamente l'erogazione elettrica al fine di limitare la temperatura di uscita dei fumi dalla turbina ed evitare il danneggiamento del rigeneratore.

Quando l'assorbitore non è attivo, tutta la potenza termica generata dalla macchina è utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria.

In seguito all'attivazione dell'assorbitore, si nota come si abbia la graduale decrescita della quota riservata all'acqua sanitaria, contemporaneamente alla graduale crescita della produzione di energia frigorifera.

La temperatura T_9 rimane invece sempre costante.

Si fa notare, inoltre, come la potenza frigorifera sia maggiore nel giorno 7 rispetto, ad esempio, al giorno 3. Infatti, a parità di potenza termica prodotta (profilo di temperatura analogo nei due giorni), si ha una minor umidità ambiente e, dunque, una più elevata capacità di raffreddamento della torre, che consente una produzione maggiore di potenza frigorifera.

5.2 Definizioni e ipotesi di calcolo

L'analisi delle performance dei due sistemi è effettuata considerando un funzionamento di 1872 ore nel periodo invernale in assetto cogenerativo (corrispondente a 13 ore/giorno per 6 giorni/settimana, per 6 mesi) e di 605 ore in estate in assetto trigenerativo (corrispondente a circa 10 ore/giorno per 5 giorni/settimana, per 3 mesi). Tali valori corrispondono alle ore di funzionamento reali attuali degli impianti del Politecnico, per un totale annuale di 2477 ore/anno.

Sono poi definiti tre differenti cicli di lavoro annuali del sistema in cui, a parità di ore di funzionamento in assetto cogenerativo e trigenerativo, varia il carico elettrico erogato dalla microturbina e, conseguentemente, la produzione termica e frigorifera.

- Caso1: funzionamento a carico nominale per l'intero periodo. Tale caso, corrisponde alla gestione attuale dell'impianto del Politecnico, poiché le potenze elettrica e termica massime producibili sono sempre assorbite dall'utenza, che presenta, in ogni istante dell'anno, fabbisogni energetici di un ordine di grandezza superiori alla taglia della macchina;
- Caso 2: funzionamento al carico nominale per il 70% del tempo (entrambe estate ed inverno), e funzionamento all'80% del carico nominale per il rimanente tempo.

- Caso 3: funzionamento al carico nominale per il 50% del tempo (entrambe estate ed inverno), all'80% del carico per il 30% del tempo e funzionamento al 60% del carico nominale per il tempo rimanente.

Le ore di funzionamento totali annuali e la loro suddivisione in cogenerazione e trigenerazione descritta sopra sono le stesse per tutti e tre i casi, e sono pari ad un totale di 2477 ore/anno. Nell'assetto trigenerativo, si considera che la potenza termica prodotta dalla microturbina e non assorbita dalle macchine per la produzione di energia frigorifera, sia interamente recuperata nella produzione di acqua calda sanitaria.

I Casi 2 e 3 sono stati introdotti al fine di valutare l'effetto del funzionamento a carichi ridotti sulle performance del sistema microturbina-assorbitore.

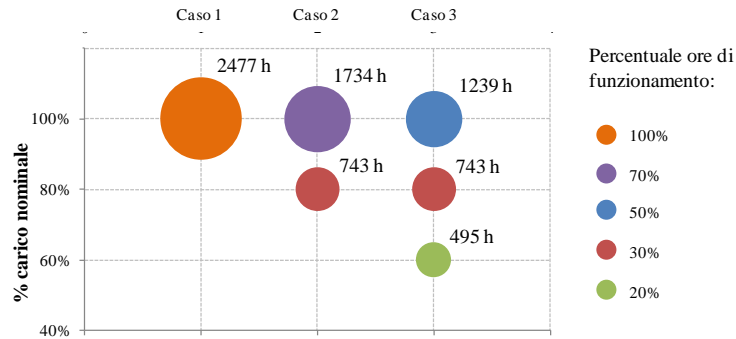


Figure 1 - ore di funzionamento e carichi elettrici per ciascun caso analizzato.

Le performance energetiche sono state valutate attraverso il calcolo degli indici PES e TPES, definiti nel paragrafo 4.2.3 e di cui si riportano nuovamente le definizioni:

$$PES = 1 - \frac{E_{fuel}}{\frac{E_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{E_{th}}{\eta_{th,s}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,s}} + \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,s}}}$$

$$TPES = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}^{eq}}{\eta_{el,s}} + \frac{\eta_{th}^{eq}}{\eta_{th,s}}} \quad \text{con} \quad \eta_{el}^{eq} = \frac{E_{el}^*}{E_{fuel}} \quad \eta_{th}^{eq} = \frac{E_{th}^*}{E_{fuel}} \quad E_{el}^* = E_{el} + \frac{E_c}{COP_s}$$

Per la determinazione di tali indici, si è utilizzato un rendimento elettrico di riferimento per la generazione elettrica separata $\eta_{el,s}$ pari a 45.52 %, ed un rendimento termico di riferimento per la generazione termica separata relativo ad impieghi civili $\eta_{th,s,civ}$ pari a 90%.

Si fa notare che, per quanto riguarda il PES, la Normativa di riferimento definisce l'energia elettrica da considerarsi nel calcolo come quella fiscale generata dalla microturbina e immessa in rete. Per quanto riguarda invece il TPES, nel calcolo si considera come energia elettrica prodotta, quella immessa in rete, al netto degli assorbimenti dei dispositivi ausiliari quali pompe, ventilatori, etc, necessari al funzionamento dell'intero sistema di trigenerazione.

A tal proposito, si considerano i seguenti assorbimento ausiliari:

- sistema microturbina - assorbitore: è previsto il funzionamento di tre pompe di circolazione (acqua calda, refrigerata e di torre), tre pompe interne all'assorbitore ed il ventilatore della torre di raffreddamento, per una potenza complessiva assorbita pari a 7.5 kW;
- sistema microturbina - desiccant: è previsto il funzionamento di tre pompe di circolazione (acqua calda, refrigerata e di torre), due pompe e due ventilatori relativi a ciascuna delle 3 unità considerate ed il ventilatore della torre di raffreddamento, per una potenza complessiva assorbita pari a 21 kW.

Nel calcolo del TPES, è stato assunto $COP_s = 2.7$ in quanto questo è il valore medio annuale dei gruppi della centrale frigorifera del Politecnico (valore discusso e concordato con i progettisti dell'Ufficio Tecnico del Politecnico di Torino).

La valutazione economica è relativa al calcolo del Margine Operativo Lordo, introdotto nel paragrafo 4.2.4.

La sintesi dei valori delle costanti utilizzate per determinare i ricavi e le spese è riportata in Tabella 5-2. Tutti i valori sono quelli relativi al Politecnico per l'anno 2010-2011.

Profitti	
Prezzi energia elettrica	
autoconsumo – fascia F1	127.9 €/MWhel
mancato acquisto – fascia F1	132.7 €/MWhel
autoconsumo – fascia F2	99.5 €/MWhel
mancato acquisto – fascia F2	104.3 €/MWhel
autoconsumo – fascia F3	87.9 €/MWhel
mancato acquisto – fascia F3	82.8 €/MWhel
Prezzo del calore da teleriscaldamento	80 €/MWhth
Defiscalizzazione gas naturale	
	0.25 Sm ³ /kWhel

Costi	
Gas naturale (defiscalizzato)	0.409 €/Sm ³
Gas naturale (non defiscalizzato)	0.614 €/Sm ³
Manutenzione microturbina	1.4 €/h
Manutenzione assorbitore	1.680 €/a
Costi generali e amministrativi (entrambi gli impianti)	1.750 €/y
Costi conduzione (entrambi gli impianti) e manutenzione desiccant	2.500 €/y

Tabella 5-2 - Profitti, incentivi e costi caratteristici utilizzati nelle simulazioni

5.3 Risultati

Di seguito sono mostrati i risultati delle simulazioni di funzionamento annuale relative alle due configurazioni impiantistiche analizzate.

5.3.1 Sistema microturbina - desiccant

In Tabella 5-3 sono elencate, per ciascun Caso considerato, l'energia E_b legata al combustibile consumata, l'energia elettrica lorda $E_{el,g}$ e netta $E_{el,n}$, l'energia termica totale recuperata $E_{th,rec}$, quella impiegata per la produzione dell'acqua calda sanitaria e l'energia frigorifera E_c prodotta.

Tabella 5-3 - Energie annuali calcolate per ciascun Caso

	u.m.	Caso 1	Caso 2	Caso 3
E_b	MWh	935.7	907.3	869.2
$E_{el,g}$	MWh	228.7	215.7	197.3
$E_{el,n}$	MWh	214.0	201.1	182.6
$E_{th,rec}$	MWh	431.6	426.6	416.6
$E_{th,ACS}$	MWh	0.0	0.0	0.0
E_c	MWh	60.4	60.1	58.8

Si può notare come, nei Casi contraddistinti dal funzionamento a carichi parziali, decrescano in generale tutti i parametri, tranne la produzione di acqua calda sanitaria, che è sempre pari a 0, poiché tutta l'energia termica è utilizzata per la produzione di energia frigorifera.

Dai dati appena presentati e attraverso le ipotesi di calcolo precedentemente introdotte, sono stati determinati gli indici energetici ed economici.

In Figura 5-2 sono riportati i punti PES in un piano avente come ascisse ed ordinate, rispettivamente η_{el}^{eq} e η_{th}^{eq} , come definiti in precedenza. Sono anche state tracciate (tratteggio) le linee iso-PES, al fine di poter confrontare tra loro i valori. La riduzione dell'efficienza elettrica ai carichi parziali si riflette nella riduzione del risparmio di energia primaria, nonostante vi sia un aumento dell'efficienza termica al decrescere del carico: il PES decresce dal valore di

4.9% del Caso 1 a 3.2% del Caso 3. Analizzando la Figura 5-3, si nota come vi sia una notevole differenza relativa all'energia primaria risparmiata in assetto cogenerativo, rispetto a quello trigenerativo. In quest'ultimo caso, infatti, si hanno le condizioni di funzionamento più sfavorevoli per quanto riguarda l'efficienza elettrica del sistema, che va ad incidere sul calcolo del PES. Il PES medio annuo è più prossimo al valore invernale, poiché in tale periodo sono maggiori le ore di funzionamento.

Per quanto riguarda l'EUF, definito come somma dei valori medi di efficienza elettrica e termica nel periodo considerato, in Figura 5-4 si sottolinea come tale parametro rimanga invece costante nei tre casi analizzati, poiché ad una decrescita dell'efficienza elettrica corrisponde un pari aumento dell'efficienza termica.

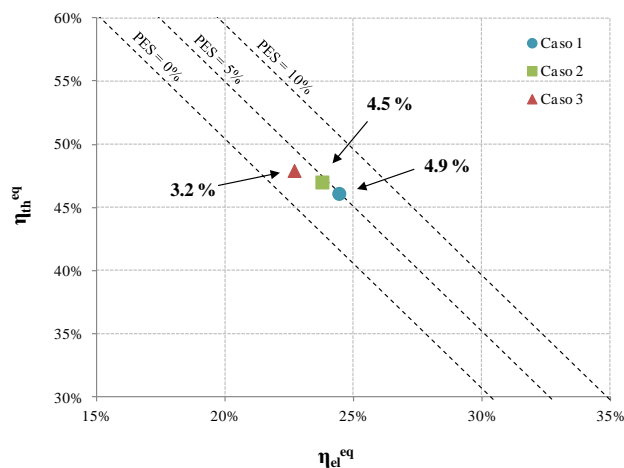


Figura 5-2 - punti PES per i tre Casi analizzati, con $\eta_{el,s} = 0.454$ e $\eta_{th,s} = 0.9$. Le linee iso-PES sono riportate con il tratteggio.

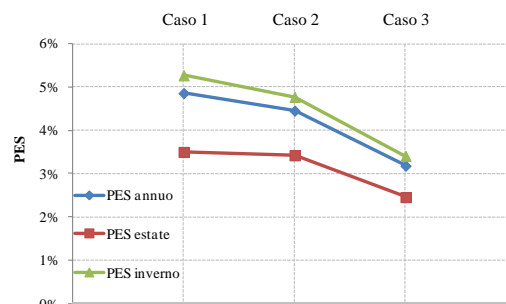


Figura 5-3 - Confronto tra il PES invernale, estivo e medio annuale nei tre Casi.

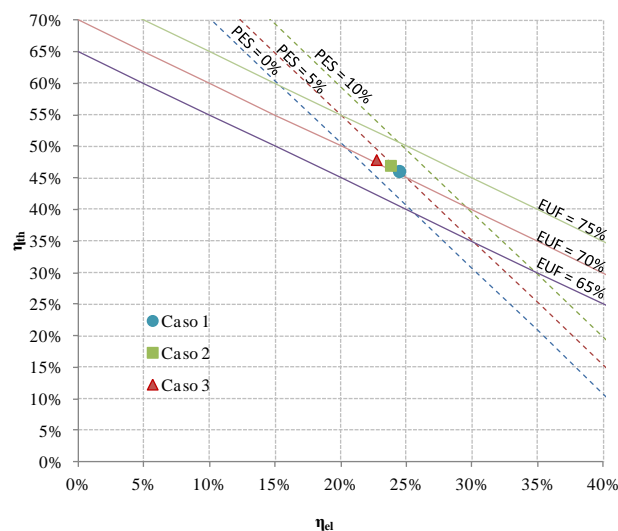


Figura 5-4 - Punti EUF relativi ai casi analizzati. Sono riportate le linee iso-PES tratteggiate e le iso-EUF continue.

Se si considera il TPES (Figura 5-5), la performance energetica cala notevolmente, fino a diventare negativa in tutti i Casi: passa da -5.8% del Caso 1 a -8.5% del Caso 3. Ovvero, l'utilizzo del sistema di trigenerazione porterebbe ad un consumo di energia primario maggiore rispetto all'utilizzo di sistemi di generazione separati.

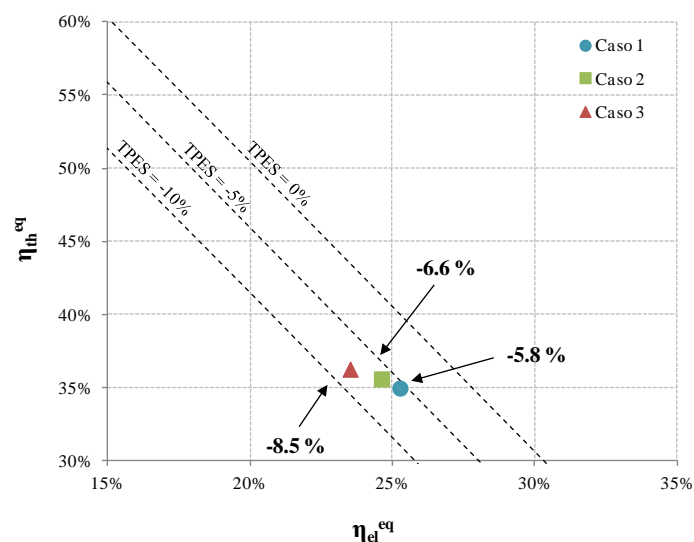


Figura 5-5 - punti TPES per i tre Casi analizzati, con $\eta_{el,s} = 0.454$ e $\eta_{th,s} = 0.9$. Le linee iso-TPES sono riportate con il tratteggio

Per quanto riguarda la valutazione delle performance economiche, si mostra in Figura 5-6 il calcolo del MOL relativo ad ogni caso analizzato. La riduzione dell'efficienza elettrica a carichi parziali, oltre che influire sul calcolo del risparmio di energia primaria, incide in maniera sensibile sulla redditività della gestione dell'impianto. In particolare, con le condizioni di mercato in cui si trova l'utenza analizzata e le ore di funzionamento ipotizzate, si ha un Margine Operativo Lordo annuale che va da circa 9000 € del Caso 1 a circa 7000 € del Caso 3.

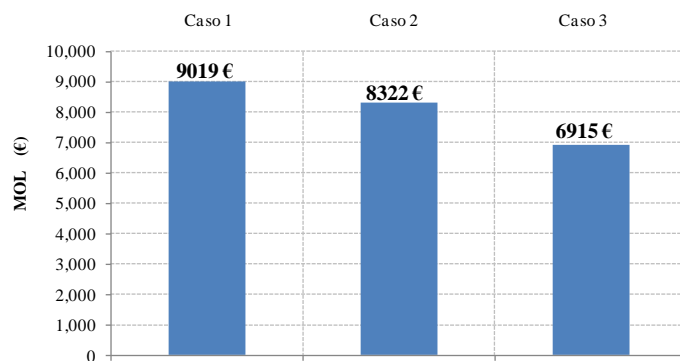


Figura 5-6 - Margine Operativo Lordo annuo calcolato per ogni Caso

5.3.2 Sistema microturbina - assorbitore

In Tabella 5-3 sono elencate, per ciascun Caso considerato, l'energia E_b legata al combustibile consumata, l'energia elettrica lorda $E_{el,g}$ e netta $E_{el,n}$, l'energia termica totale recuperata $E_{th,rec}$, quella impiegata per la produzione dell'acqua calda sanitaria e l'energia frigorifera E_c prodotta.

Tabella 5-4 - Energie annuali calcolate per ciascun Caso

	u.m.	Caso 1	Caso 2	Caso 3
E_b	MWh	944.4	912.5	872.5
$E_{el,g}$	MWh	229.9	216.7	197.9
$E_{el,n}$	MWh	224.8	211.4	192.5
$E_{th,rec}$	MWh	449.1	439.1	426.2
$E_{th,ACS}$	MWh	22.6	20.2	17.3
E_c	MWh	45.4	45.4	45.4

Si può notare come, nei Casi contraddistinti dal funzionamento a carichi parziali, decrescano in generale tutti i parametri, tranne l'energia frigorifera, che rimane invariata poiché l'assorbitore è regolato per funzionare con un set point di temperatura costante, e la potenza termica non utilizzata dalla macchina è utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria.

Dai dati appena presentati e attraverso le ipotesi di calcolo precedentemente introdotte, sono stati determinati gli indici energetici ed economici.

Analogamente a quanto visto per il sistema microturbina - desiccant, In Figura 5-7 sono riportati i punti PES in un piano avente come ascisse ed ordinate, rispettivamente η_{el}^{eq} e η_{th}^{eq} e sono tracciate (tratteggiate) le linee iso-PES, al fine di poter confrontare tra loro i valori. Anche in questo caso la riduzione dell'efficienza elettrica ai carichi parziali si riflette nella riduzione del risparmio di energia primaria, nonostante vi sia un aumento dell'efficienza termica al decrescere del carico: il PES decresce dal valore di 6.1% del Caso 1 a 4.1% del Caso 3. Analizzando la Figura 5-8, si nota come vi sia una certa differenza relativa all'energia primaria risparmiata in assetto cogenerativo, rispetto a quello trigenerativo. In quest'ultimo caso, infatti, si hanno le condizioni di funzionamento più sfavorevoli per quanto riguarda l'efficienza elettrica del sistema, che va ad incidere sul calcolo del PES. Il PES medio annuo è più prossimo al valore invernale, poiché in tale periodo sono maggiori le ore di funzionamento.

Per quanto riguarda l'EUF, in Figura 5-9 si sottolinea come tale parametro rimanga invece costante nei tre casi analizzati, poiché ad una decrescita dell'efficienza elettrica corrisponde un pari aumento dell'efficienza termica.

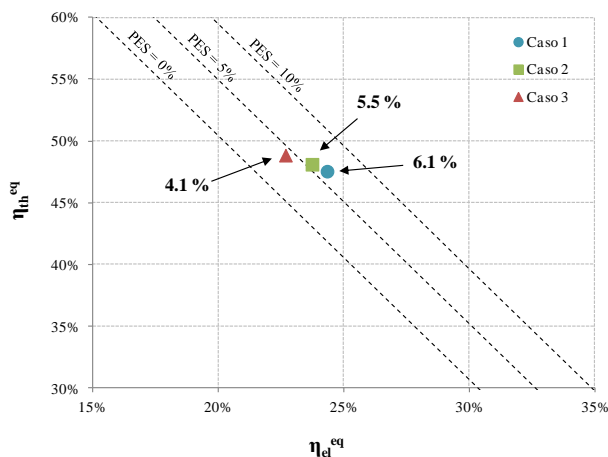


Figura 5-7 - punti PES per i tre Casi analizzati, con $\eta_{el,s} = 0.454$ e $\eta_{th,s} = 0.9$. Le linee iso-PES sono riportate con il tratteggio.

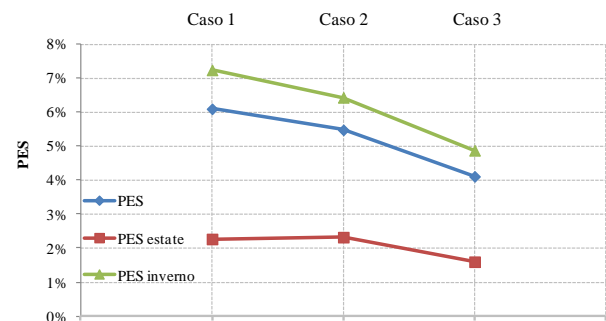


Figura 5-8 - Confronto tra il PES invernale, estivo e medio annuo nei tre Casi.

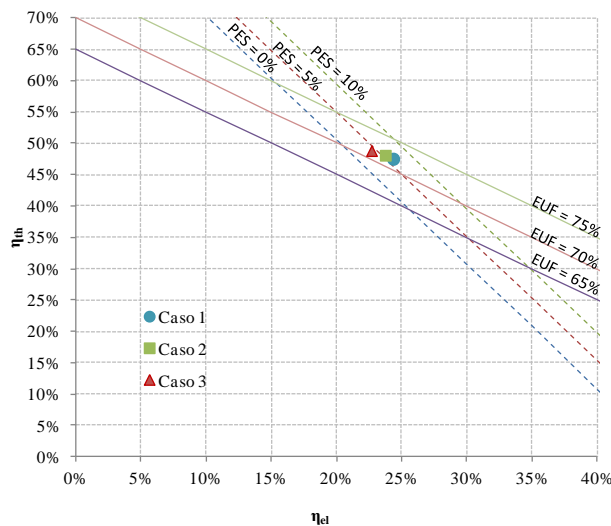


Figura 5-9 - Punti EUF relativi ai casi analizzati. Sono riportate le linee iso-PES tratteggiate e le iso-EUF continue.

Se si considera il TPES (Figura 5-10), la performance energetica decresce notevolmente, fino a diventare negativa in tutti i Casi: passa da -0.5% del Caso 1 a -3.5% del Caso 3. Ovvero, anche in questo caso, l'utilizzo del sistema di trigenerazione porterebbe ad un consumo di energia primario che, per il Caso 1 è quasi pari a quello che si avrebbe rispetto all'utilizzo di sistemi di generazione separati, mentre negli altri casi è maggiore.

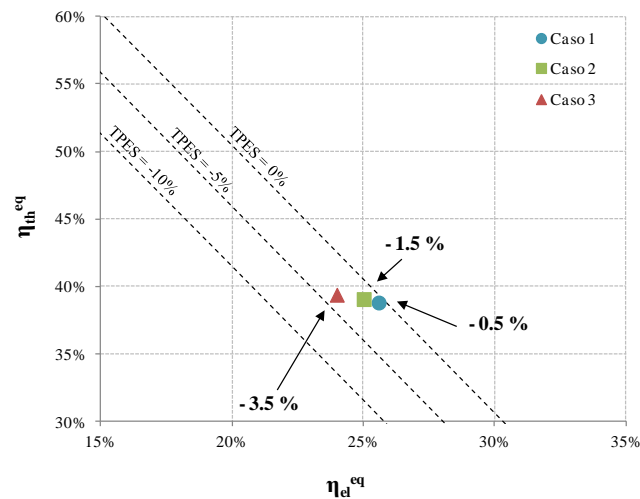


Figura 5-10 - punti TPES per i tre Casi analizzati, con $\eta_{el,s} = 0.454$ e $\eta_{th,s} = 0.9$. Le linee iso-TPES sono riportate con il tratteggio

Per quanto riguarda la valutazione delle performance economiche, si mostra in Figura 5-11 il calcolo del MOL relativo ad ogni caso analizzato. La riduzione dell'efficienza elettrica a carichi parziali, oltre che influire sul calcolo del risparmio di energia primaria, incide anche sulla redditività della gestione dell'impianto. In particolare, con le condizioni di mercato in cui si trova l'utenza analizzata e le ore di funzionamento ipotizzate, si ha un Margine Operativo Lordo annuale che va da circa 14000 € del Caso 1 a circa 11000 € del Caso 3.

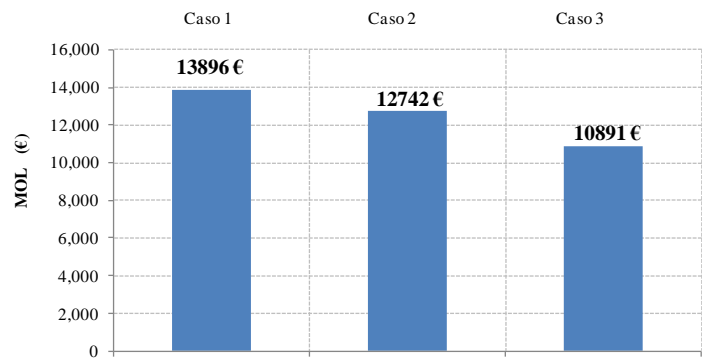


Figura 5-11 - Margine Operativo Lordo annuo calcolato per ogni Caso

5.4 Confronto dei risultati

Prima di confrontare i risultati ottenuti per le due configurazioni impiantistiche, è necessario ricordare come essi siano ottenuti attraverso l'utilizzo di due metodologie di calcolo; infatti, se nel caso del sistema microturbina - desiccant si è caratterizzato il funzionamento annuale utilizzando i dati sperimentali relativi ad una giornata media estiva ed una media invernale (caratterizzate da valori di temperatura ed umidità medie stagionali), per l'analisi della configurazione con l'assorbitore, è stato possibile utilizzare il modello di simulazione avente come input i valori delle condizioni ambiente reali annuali. Dunque, se da un lato i dati sperimentali utilizzati nel primo caso descrivono in maniera perfetta il comportamento del sistema, dall'altro non si tiene conto dell'andamento delle condizioni ambiente, delle variazioni di carico elettrico e dunque, delle inerzie termiche del sistema e dei lievi transitori legati variazione del punto di funzionamento del sistema.

Si fa comunque notare che i transitori termici possono essere considerati come non eccessivamente influenti in termini energetici, se rapportati al periodo di funzionamento annuale; inoltre, l'utilizzo di valori medi stagionali delle condizioni ambiente permette di ottenere dei risultati che posso essere considerati accettabili ai fini dell'analisi effettuata. Tali considerazioni sono in parte motivate dal fatto che, confrontando la Tabella 5-3 e la Tabella 5-4, si nota come i flussi di energia caratterizzanti la microturbina (E_b , $E_{el,g}$ e $E_{th,rec}$) siano molto simili per i due assetti.

In generale, dal confronto delle due valutazioni sulle performance annuali, emerge come il sistema con assorbitore risulti, sia dal punto di vista energetico che da quello economico, più performante dell'altra configurazione.

Tale evidenza può essere principalmente motivata dal fatto che, dal momento che la produzione lorda di energia elettrica è simile per i due assetti (si confrontino la Tabella 5-3 e la Tabella 5-4), l'energia erogata netta è maggiore nel caso con assorbitore, poiché sono inferiori gli assorbimenti degli ausiliari. Tale differenza, che non si riflette sul PES, porta ad uno scostamento del TPES (si confrontino la Figura 5-5 e la Figura 5-10) e della performance economica (Figura 5-6 e Figura 5-11).

La variazione del PES (Figura 5-2 e Figura 5-7), e conseguentemente anche del TPES, è invece dovuta a due principali ragioni:

- alla maggior produzione di energia elettrica lorda da parte del sistema con assorbitore;
- allo sfruttamento di parte dell'energia termica recuperata in estate per la produzione di acqua calda: il beneficio derivante dalla generazione di energia frigorifera (caratterizzata da un COP non elevato) è minore di quello derivante dalla produzione diretta di energia termica. Tale fenomeno è anche sottolineato dal fatto che il PES è maggiore in inverno, con produzione di solo calore, rispetto all'estate, ovvero con produzione di calore ed energia frigorifera (si confrontino la Figura 5-3 e la Figura 5-8);

In generale, si ha che i valori relativi ai PES in entrambi gli assetti risultano essere positivi, facendo ottenere a tutti i tipi di gestione operativa dei due assetti considerati la definizione di Cogenerazione ad Alto Rendimento (paragrafo 1.2.5). Pertanto, tutti i casi sono caratterizzati da un risparmio di energia primaria rispetto all'utilizzo di una generazione separata degli stessi flussi di energia. D'altro canto, l'analisi del TPES fa emergere la necessità di far operare gli impianti esistenti il più possibile intorno alle condizioni nominali e di sviluppare nuovi sistemi energetici ottimizzati per il funzionamento sia in assetto cogenerativo che trigenerativo.

6. Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha illustrato le attività inerenti la caratterizzazione sperimentale e la modellazione delle due configurazioni impiantistiche in assetto trigenerativo disponibili presso il Politecnico di Torino: la prima è relativa all'accoppiamento di una microturbina a gas con un assorbitore a bromuro di litio e la seconda è costituita dal medesimo motore primo ed un sistema di desiccant cooling.

Durante l'attività di ricerca ho avuto la possibilità gestire le attività di sperimentazione, dalla raccolta dei dati alla loro elaborazione. Mi sono poi concentrato sullo sviluppo di un tool di simulazione in ambiente Matlab Simulink per la modellazione termodinamica del sistema microturbina - assorbitore. I risultati del tool sono stati confrontati con i relativi dati sperimentali ed è stata eseguita un'analisi di sensibilità sui principali parametri in input al modello.

Ho anche avuto modo di realizzare analisi comparative delle performance a carico nominale e a carichi parziali dei due sistemi di trigenerazione, sia dal punto di vista energetico che economico.

Dall'analisi degli studi svolti, si possono evidenziare le seguenti conclusioni.

Caratterizzazione sperimentale della microturbina

- la macchina è stata testata nelle condizioni di carico nominale e di carico parziale (80 kW, 60 kW, 40 kW e 20 kW), con differenti condizioni ambiente esterne. Dei numerosi set di dati raccolti nel corso del Dottorato, sono stati presentati i dati relativi alle sette prove maggiormente caratterizzanti, con condizioni ambientali in grado di descrivere il funzionamento annuo (condizioni invernali, intermedie ed estive);
- in generale, mentre si osserva un sensibile derating dell'efficienza elettrica al decrescere del carico elettrico, l'efficienza termica incrementa, evidenziando un andamento pressoché costante dell'Energy Utilization Factor;
- per quanto riguarda l'influenza delle condizioni ambiente, si assiste ad una riduzione della potenza elettrica massima producibile all'aumento della temperatura ambiente. Infatti, al fine di mantenere le temperature del ciclo al di sotto di valori accettabili e compatibili con i materiali, il sistema di controllo della macchina limita l'apporto di combustibile e dunque di potenza elettrica.
- dalle evidenze sperimentali emerge come, in generale, alcune delle performance energetiche ottenute (potenza elettrica massima ed efficienza elettrica) siano inferiori a quelle dichiarate dal costruttore. La causa va verosimilmente ricercata nelle differenti condizioni impiantistiche presenti nei due casi (maggiori perdite di pressione nei condotti dell'aria di carico ed espulsione e variazione sul PCI);
- l'impianto ha presentato alcune criticità durante la fase sperimentazione, legate essenzialmente ad alcuni limiti progettuali della turbomacchina esaminata; in questo caso, sono state fornite all'installatore alcune proposte migliorative.

Caratterizzazione sperimentale dell'assorbitore a bromuro di litio

- il sistema è stato testato con differenti temperature dell'acqua calda di alimento e dell'acqua di raffreddamento dalla torre evaporativa (funzione delle condizioni ambiente);
- sperimentalmente sono confermati i trend dati dal costruttore sulla diminuzione del COP e della potenza frigorifera erogata al diminuire della temperatura dell'acqua calda di alimento;
- anche in questo caso, il valore della potenza frigorifera producibile e del COP della macchina sono generalmente inferiori ai dati di fabbrica. La ragione va ricercata nel possibile sporcamento degli scambiatori interni alla macchina (condensatore e assorbitore): dalle schede tecniche emerge che uno sporcamento medio pari a 0,4 mm porta ad un decremento delle performance del 15% rispetto ai valori nominali.

Caratterizzazione sperimentale del sistema di desiccant cooling

- la valutazione del sistema è stata eseguita monitorando l'andamento dei principali parametri termodinamici nel corso di diverse giornate estive, caratterizzate da differenti condizioni di umidità e temperatura ambiente. La temperatura dell'acqua di alimento è stata sempre mantenuta costante;
- dalla caratterizzazione sperimentale emerge come la produzione di energia frigorifera sia funzione dell'entalpia dell'aria da trattare: giornate caratterizzate da una maggiore entalpia dell'aria esterna consentono, l'erogazione di una potenza frigorifera più elevata;
- analogamente, si nota come l'andamento del COP sia soprattutto influenzato dalla temperatura esterna: in giornate molto calde si raggiungono valori medi di COP vicini a 0,6;
- a causa della mancanza delle curve di funzionamento fornite dal costruttore ai differenti condizioni ambiente, non è stato possibile effettuare il confronto dei trend sperimentali con quelli di targa. Sarebbe inoltre interessante eseguire dei test sperimentali caratterizzati da differenti temperature dell'acqua calda di alimento.

Tool di simulazione

- è descritto in maniera dettagliata il tool di simulazione: per ogni blocco funzionale è mostrata la descrizione grafica, sono esplicitate le equazioni di calcolo e sono elencate le ipotesi utilizzate. Per ciascun componente sono descritti gli input utilizzati e gli output;
- sono mostrati i principali risultati di calcolo e sono confrontati con i dati misurati e relativi a ciascuna prova sperimentale precedentemente presentata;
- in generale, i maggiori scostamenti sono registrati nelle prove con condizioni ambientali più distanti dalle condizioni intermedie (con temperatura esterna pari a 15°C) e nei punti di funzionamento ai carichi inferiori (40 kW e 20 kW). Il modello simula l'andamento della potenza termica generata, dell'efficienza elettrica e termica con errori relativi inferiori al 5%. Il calcolo del rapporto aria/combustibile è caratterizzato da errori relativi compresi tra il 2%-3% per i punti a pieno carico, a 80 kW e a 60 kW. Nei punti a carico inferiore l'errore è compreso tra 6% e 10%. L'errore relativo della portata d'aria, caratterizzato da valori compresi tra 1% e 3%, raggiunge un intervallo del 4%-9% durante la simulazione della prova estiva.
- anche per quanto riguarda le temperature del ciclo, si assiste ad un eccessivo decremento del valore simulato al decrescere del carico elettrico, rispetto al valore sperimentale. Tale scostamento è più accentuato per la temperatura dei fumi di uscita dalla turbina (T_4) e per la temperatura dei fumi in uscita dal rigeneratore. In generale, il fenomeno è riconducibile all'utilizzo nel modello di alcuni parametri in input che rimangono costanti al variare del carico, come ad esempio l'efficienza di combustione, l'efficienza pneumatica e il rendimento meccanico e di generazione elettrica. E' infatti probabile che, nel ciclo reale, tali parametri siano caratterizzati da una variazione in funzione del carico elettrico. Un'ulteriore motivazione va ricercata nell'utilizzo di mappe caratteristiche, relative a compressore e turbina, che probabilmente non coincidono perfettamente con quelle dell'impianto reale;
- dall'analisi di sensitività, emerge come una variazione di $\pm 5\%$ relativa ai principali parametri ipotizzati in input possa portare a variazioni fino al 10% di alcuni risultati di simulazione, come ad esempio la differenza tra le temperature dei fumi in uscita da turbina e rigeneratore;
- per quanto riguarda l'analisi del comportamento dinamico del tool di simulazione, si sono effettuate due simulazioni relative al passaggio istantaneo del carico elettrico da 30 kW a 100 kW e da 100 kW a 30 kW. I risultati di tale prova, confrontati con i dati sperimentali relativi ad una macchina simile a quella in oggetto, hanno evidenziato una concordanza sui trend di comportamento dinamico del modello.

Valutazioni comparative energetiche ed economiche

- si è effettuata un'analisi comparativa relativa alle prestazioni energetiche ed economiche delle due configurazioni impiantistiche. La valutazione è stata condotta attraverso l'utilizzo del tool di simulazione, per quanto riguarda l'assetto microturbina-assorbitore. Le performance relative al sistema con desiccant system sono state valutate attraverso una simulazione basata sui sperimentali diretti;
- l'analisi comparativa è stata eseguita definendo tre casi studio: il primo comprende il funzionamento annuale dei sistemi a carico nominale; nel secondo e nel terzo sono definiti dei cicli di lavoro comprendenti i punti a carico parziale (80 kW e 60 kW) della microturbina;
- le analisi energetiche comparative hanno mostrato come il maggior risparmio di energia primaria (PES) si abbia durante l'esercizio invernale (assetto cogenerativo); l'estensione dell'esercizio dell'impianto al periodo estivo, peggiora la performance energetica annuale; a tal proposito, a livello annuale l'indice PES fornisce valori modesti ma positivi, mentre essi divengono invece negativi qualora si consideri l'indice TPES; a titolo indicativo, si evidenzia che passando dal funzionamento a carico nominale a quello con i punti parzializzati, per l'impianto microturbina-desiccant il PES varia da 4.9 % a 3.2 %, e il TPES valori fra -5.8% a -8.5%; per la configurazione con l'assorbitore il PES passa da 6.1% a 4.1%, e il TPES da -0.5% a -3.5%;
- la performance energetica ed economica dell'impianto con assorbitore è risultata, nelle ipotesi di esercizio assunte, sempre superiore rispetto a quella dell'impianto con desiccant. Tali performance dovrebbero essere superiori a valle di un recupero delle prestazioni nominali dell'assorbitore;
- in generale, considerata la forte riduzione delle performance della turbomacchina a carico parziale, l'impiego di tali unità dovrebbe essere sempre previsto a punto nominale, poiché a consuntivo su base annua, potrebbero non essere soddisfatte le condizioni di raggiungimento dei valori minimi di risparmio di energia primaria, necessari per il riconoscimento degli incentivi fiscali sul combustibile.

Sviluppi futuri

Lo sviluppo del laboratorio EcoEner.Lab è una delle attività che rientra negli obiettivi del Dipartimento di Energetica per i prossimi anni.

In particolare, una delle prossime attività che verranno svolte sarà l'effettuazione di ulteriori prove di caratterizzazione sulle unità desiccant, a differenti temperature dell'acqua di alimento. Tale analisi servirà per la valutazione delle performance di impianti simili in assetto di solar cooling. Tali prove prenderanno corso nel mese di Giugno 2012, quando verranno attivati nuovamente gli impianti di raffrescamento dell'Ateneo.

Per quanto riguarda il modello di simulazione, si intende testare l'affidabilità del tool per quanto riguarda la modellazione di sistemi simili a quello in oggetto, ad esempio dotati di differenti dati di targa (potenza elettrica nominale, rapporto di compressione nominale, portata d'aria nominale, etc.). Inoltre, attraverso i dati sperimentali relativi alla caratterizzazione del sistema desiccant con differenti temperature di alimento, sarà possibile sviluppare un blocco di simulazione in Matlab Simulink relativo al sistema stesso.

Bibliografia

1. Direttiva 2004/8/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio dell'11 febbraio 2004 sulla promozione della cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia e che modifica la direttiva 92/42/CEE.
2. http://ec.europa.eu/energy/efficiency/cogeneration/cogeneration_en.htm.
3. Pepermans G, Driese J, Haeseldonckx D, Belmans R, D'haeseleer W, Distributed generation: definition, benefits and issues. *Energy Policy*, Vol. 33, pp. 787-798, 2005.
4. Martens A. The energetic feasibility of CHP compared to separate production of heat and power. *Applied Thermal Engineering* 1998; 18: 935-946.
5. Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterization. Report of the NREL National Renewable Energy Laboratory, 2003. See also: <http://www.nrel.gov/docs/fy04osti/34783.pdf>.
6. <http://www.hegelproject.eu/index.php?page=home>.
7. <http://www.hegelproject.eu/index.php?page=iced>.
8. Portoraro A, "Studio teorico-sperimentale di sistemi di trigenerazione di piccola taglia", Tesi di Dottorato, Politecnico di Torino, 2010.
9. Cardona E, Piacentino A, A measurement methodology for monitoring a CHCP pilot plant for an office building. *Energy and Buildings*, Vol. 35, Issue 9, pp. 919-925, October 2003.
10. Cardona E, Piacentino A, A methodology for sizing a trigeneration plant in mediterranean areas. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, Issue 13, pp. 1665-1680, September 2003.
11. Cardona E, Piacentino A, Cardona F, Energy saving in airports by trigeneration. Part I: Assessing economic and technical potential. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, Issue 14-15, pp. 1427-1436, October 2006.
12. Cardona E, Piacentino A, A new approach to exergoeconomic analysis and design of variable demand energy systems. *Energy*, Vol. 31, Issue 4, pp. 490-515, March 2006.
13. Zhi-Gao Sun, Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine, *Energy and Buildings* 40 (2008) 126-130.
14. Badami, M., Casetti, A., Campanile, P., Anzioso, F., 2007, "Performance of an innovative 120 kWe natural gas cogeneration system," *Energy* 32 (2007) 823-833.
15. Rapporto statistico cogenerazione GSE 2008: <http://www.gse.it/attivita/Cogenerazione/PubbInf/Documents/GUIDAALRICONOSCIMENTODELLACOGENERAZIONE.pdf>.
16. Rapporto statistico cogenerazione AEEG 2007-08: <http://www.autorita.energia.it/allegati/docs/10/081-10argall.pdf>.
17. Casetti A, Analisi di Sistemi di Cogenerazione Distribuita, Tesi di Dottorato. Dipartimento di Energetica. Politecnico di Torino. 2006.
18. Zaltash A, Petrov AY, Rzy DT, Environmental Aspects of Operating Various Gas Microturbines. Proceedings of the 20th Annual International Pittsburgh Coal Conference, Pittsburgh, USA, September 2003. See also: <http://www.ornl.gov/~webworks/cppr/y2001/pres/117769.pdf>.
19. Smith MA, Few PC, Twidell JW, Technical and operational performance of a small-scale, Combined Heat-and-Power (CHP) plant. *Energy*, Vol. 12, pp. 1205-1214, 1995.
20. Maidment G, Tozer R, Combined cooling heat and power in supermarkets, *Applied Thermal Engineering*, 22 (2002) 653-665.
21. Macchi E, Campanari S, Silva P. La microcogenerazione a gas naturale. Polipress. 2005.
22. Ruscica G, Badami M, Portoraro A, Mura M, Di Pietra B, Supporto allo sviluppo di modelli per la simulazione di impianti di micro cogenerazione per applicazione residenziale e terziaria: principali indicatori energetici definiti dalla normativa vigente e prestazioni a regime parziale delle principali tecnologie disponibili in commercio. Report RSE/2009/28. http://www.enea.it/enea_paese/sistema_elettrico/Tecnologie_elettriche/Report_Tecnologie.html
23. Directive 2004/8/EC. On the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market. European Parliament and Council; 11 February 2004.
24. Decision of the European Commission 2007/74/CE of 21st December 2006.
25. Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR), MSE, Gennaio 2012.
26. Decreto legislativo 29 dicembre 2003, n.387/03, di recepimento della direttiva europea 2001/77/CE in materia di fonti rinnovabili.
27. Vio M. Impianti di cogenerazione. Editoriale Delfino. 2007.
28. <http://www.acquirenteunico.it/>

29. Tabella 6 contenuta nell' Allegato A al testo integrato delle disposizioni dell'AEEG per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica (delibera 348/07).
30. Tabella 7 contenuta nell' Allegato A al testo integrato delle disposizioni dell'AEEG per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica (delibera 348/07).
31. Comma 1, dell'articolo 16 contenuto nell' Allegato A al testo integrato delle disposizioni dell'AEEG per l'erogazione dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica (delibera 348/07).
32. Macchi E, Campanari S, Silva P. La microcogenerazione a gas naturale. Polipress. 2005.
33. Khalid Ahmed C S, Gandhidasan P, Al-Farayedhi A A, Simulation of a Hybrid liquid desiccant based air-conditioning system. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 125-134, 1997.
34. Fumo N, Goswami D, Study of an aqueous chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration, *Solar Energy*, 72 (4), 2002, 351–361.
35. Kabeel A, Solar powered air conditioning system using rotary honeycomb desiccant wheel, *Renewable Energy* 32 (2007) 1842–1857.
36. Yadav Y K, Vapour-compression and liquid-desiccant hybrid solar space-conditioning system for energy conservation. *Renew Energy*, Vol. 7, pp. 719-23, 1995.
37. Dai Y J, Wang R Z, Zhang H F, Yu J D, Use of desiccant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1185-205 2001.
38. Jalalzadeh-Azar Ali A, Slayzak S, Judkoff R, Schaffhauser T, De Blasio R, Performance assessment of a desiccant cooling system in a CHP application incorporating an IC engine. *International Journal of Distributed Energy Resources*, Vol. 1, No. 2, pp. 163-184, 2005.
39. Kinsara A, Elsayedt M, Al-Rabghi O, Proposed energy-efficient air conditioning system using liquid desiccant, *Applied Thermal Engineering*, 16 (10) 791–806, 1996.
40. Davangere B, Sherif S, Goswami D, A feasibility study of a solar desiccant air conditioning system – Part I: Psychrometrics and analysis of the conditioned zone, *Int. J. Energy Res.*, 23, 7– 21 (1999)
41. Bruno JC, Valero A, Coronas A, 2005, "Performance analysis of combined microgas turbines and gas fired water/LiBr absorption chillers with post-combustion," *Applied Thermal Engineering*, 25, pp. 87-99.
42. Ge, Y., T., Tassou, S., A., Chaer, I., Sugurtha, N., 2009, "Performance evaluation of a tri-generation system with simulation and experiment," *Applied Energy*, 86, pp. 2317–2326.
43. Daou K, Wang R Z, Xia Z Z, Desiccant cooling air conditioning: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 10 (2006) 55–77.
44. Jain S, Bansal P, Performance analysis of liquid desiccant dehumidification systems, *Int. J. of Refrigeration* 30 (2007) 861–872.
45. Courtesy of DuCool Ltd, <http://www.ducol.com>
46. Moya M, Bruno JC, Eguia P, Torres E, Zamora I, Coronas A. Performance analysis of a trigeneration system based on a micro gas turbine and an air-cooled, indirect fired, ammonia-water absorption chiller. *Appl Energy* 2011;88(12):4424-40.
47. Kaikko J, Backman J. Technical and economic performance analysis for a microturbine in combined heat and power generation. *Energy* 2007;32(4):378-87.
48. Kim TS, Hwang SH. Part load performance analysis of recuperated gas turbine considering engine configuration and operation strategy. *Energy* 2006;31(2-3):260-77.
49. Chicco G, Mancarella P. Distributed multi-generation: A comprehensive view. *Renew and Energy Rev* 2009;13:535-51.
50. Sugiartha N, Tassou SA, Chaer I, Marriott D. Trigenation in food retail: an energetic, economic and environmental evaluation for a supermarket application. *Appl Therm Eng* 2009;29:2624-31.
51. Bozzi L, Corso L, Crosa G, Trucco A. Dynamic simulator-based approach to performance diagnostic and health monitoring of heavy-duty gas turbines. 59th ATI Congress Proc. Genoa, Italy. 2004. p.161-70.
52. Camporeale SM, Fortunato B, Mastrovito M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in Simulink. *ASME J Eng Gas Turbines Power* 2006;128(3):506-17.
53. Sekhon R, Bassily H, Wagner J, Gaddis J. Stationary Gas Turbines - A Real Time Dynamic Model with Experimental Validation. 2006 American Control Conference. Minneapolis, Minnesota (USA). 2006. p.1838-44.
54. Camporeale SM, Fortunato B, Dumas A. Dynamic modelling of recuperative gas turbines. *Proc Inst Mech Eng Part A* 2000;214(3):213-25.
55. Bozza F, Pontecorvo A, Reale F, Tuccillo R. Analisi del funzionamento a regime ed in transitorio di una microturbina a gas. 60th ATI Congress Proc. Rome, Italy. 2005;1:1-15.
56. Kim JH, Kim TS, Ro ST. Analysis of the dynamic behaviour of regenerative gas turbines. *Proc Inst Mech Eng Part A*. 2001;215(3):339-46.
57. Wang W, Cai R, Zhang N. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization. *Appl Therm Eng* 2004;24(13): 1851-63.

58. Zhang N, Cai R. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration. *Energy Convers Management* 2002;43(9-12):1323-37.
59. Colombo LPM, Armanasco F, Perego O. Experimentation on a cogenerative system based on a microturbine. *Appl Therm Eng* 2007;27(4):705-11.
60. Ho JC Chua, KJ, Chou SK. Performance study of a microturbine system for cogeneration application. *Renew Energy* 2004;29(7):1121-33.
61. Badami M, Ferrero M, Portoraro A. Experimental assessment of a small-scale trigeneration plant with a natural gas microturbine and a liquid desiccant system. 2nd European Polygeneration Conference Proc. Tarragona, Spain. 2011.
62. Traverso A, Massardo AF, Scarpellini R. Externally fired micro-gas turbine: modelling and experimental performance. *Appl Therm Eng* 2006; 26(16):1935–1941.
63. Zhang J, Shen J, Ge B, Li Y. Modeling and Dynamic Analysis of Adjustable Regenerative Microturbine. Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC) Proc. Chengdu, China. 2010.
64. Ge Y, Tassou S, Chaer I, Sugurtha N. Performance evaluation of a tri-generation system with simulation and experiment. *Applied Energy* 2009; 86: 2317–2326
65. Mc Donald, C. F., 2003, "Recuperator consideration for future higher efficiency microturbines," *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1463-1487.
66. Marchis, V., Masoero, M., 1984, "Modelli di sistemi termodinamici," Levrotto&Bella, Torino
67. Marzano M. R., Appunti del corso di Sperimentazione e collaudo dei sistemi energetico, Politecnico di Torino, 2008.
68. Campanari S, Macchi E. Technical and tariff scenarios effect on microturbine trigenerative applications. *J Eng Gas Turbines Power* 2004;126(3):581-9.
69. Chan SH, Ho HK, Tian Y. Modelling for part-load operation of solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid power plant. *J Power Sources* 2003;114(2):213-27.
70. Vidal A, Bruno JC, Best R, Coronas A. Performance characteristics and modelling of a micro gas turbine for their integration with thermally activated cooling technologies. *Int J Energy Res* 2006;31(2):119-34.
71. Jeevananda Reddy S, 1976. Simple formulae for the estimation of wet bulb temperature and precipitable water, *Indian J. Met. Hydr. Geophys*, v.27, n.2. Delhi, pp. 163-166.
72. Chicco G, Mancarella P. Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development, *Energy Policy* 35 (2007) 6132–6144.
73. Delibera AEEG n. 181/06 pubblicata sul sito www.autorita.energia.it in data 04 agosto 2006, GU n. 211 del 11 settembre 2006, Aggiornamento delle fasce orarie con decorrenza 1 gennaio 2007.
74. Struttura, prezzi e qualità del mercato elettrico – AEEG. 2008.
75. Contesto internazionale e nazionale – AEEG. 2008.
76. Badami M, Ferrero M, Portoraro A. Experimental tests of a small-scale microturbine with a liquid desiccant cooling system. *Int J Energy Res*, ER-11-2194.R1.

Allegati

- A1. Dati sperimentali sulla caratterizzazione della microturbina
- A2. Dati sperimentali sulla caratterizzazione dell'assorbitore
- A3. Dati sperimentali sulla caratterizzazione del desiccant

A1 - Dati sperimentali sulla caratterizzazione della microturbina

Prova A - 08/07/2010

In Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova A, effettuata il 08 Luglio 2010. I dati si riferiscono a quattro punti di carico (Caso 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (80kW, 60kW, 40kW, 20kW). E' assente la prova con potenza pari a 100 kW (Caso 1), poiché la macchina presentava un funzionamento instabile a tale carico.

Tabella 0-1: Dati sperimentali diretti, Prova A

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	-	30.0	29.8	29.9	30.1
p_0	[mbar]	-	990	990	990	990
RH_0	[%]	-	39%	39%	39%	40%
T_1	[°C]	-	35.3	34.2	35.1	35.7
$P_{el,g}$	[KW]	-	80.0	60.0	40.1	20.2
T_9	[°C]	-	89.0	88.3	87.5	89.2
T_8	[°C]	-	77.9	77.7	77.4	79.2
\dot{m}_s	[m³/h]	-	12.9	13.2	12.9	12.3
T_b	[°C]	-	34.8	31.5	35.1	35.3
p_b	[mbar]	-	153.0	153.0	153.0	153.0
V_{in}	[m³]	-	62724.5	62705.2	62714.4	62735.6
V_{fin}	[m³]	-	62730.4	62711.8	62718.6	62739.2
t_{test}	[min]	-	11.0	14.0	10.0	10.0
T_7	[°C]	-	136.0	128.0	123.0	120.0
%O _{2,7}	[%vol]	-	17.9%	18.3%	18.6%	18.9%
T_4	[°C]	-	635.0	560.0	498.0	442.0
T_6	[°C]	-	351.5	335.0	312.0	289.0

Tabella 0-2: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	-	80.0	60.0	40.1	20.2
$P_{th,rec}$	[kW]	-	166.5	163.2	151.3	143.5
\dot{m}_b	[kg/s]	-	0.00680	0.00609	0.00530	0.00457
$P_{th,b}$	[kW]	-	326.4	292.3	254.4	219.5
$\eta_{el,g}$	[-]	-	0.245	0.205	0.158	0.092
η_{th}	[-]	-	0.510	0.558	0.595	0.654
α	[kg _a /kg _b]	-	97	111	125	143
\dot{m}_f	[kg/s]	-	0.667	0.684	0.667	0.656
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	-	0.672	0.686	0.696	0.738

Tabella 0-3: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	-	484.0	474.9	468.8	461.4
T_3 [K]	-	1194.6	1069.4	981.7	899.5
T_5 [K]	-	812.1	735.0	683.5	637.8
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

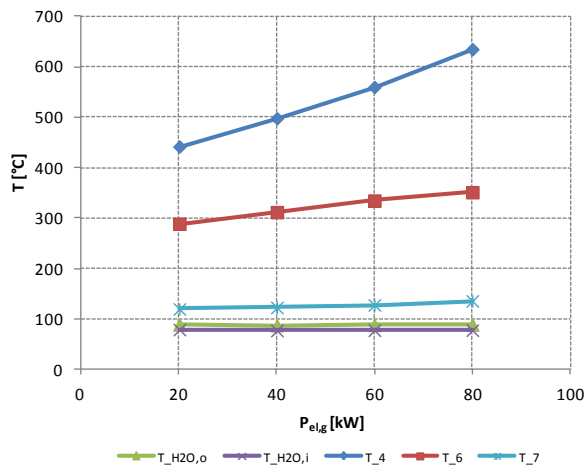


Figura 0-1 - Andamento delle principali temperature sperimentali

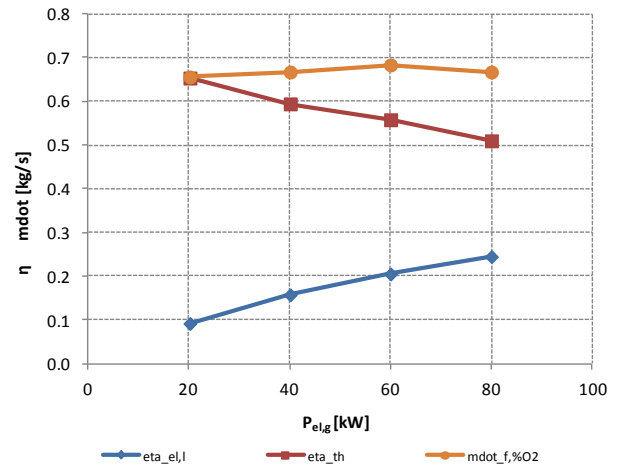


Figura 0-2 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

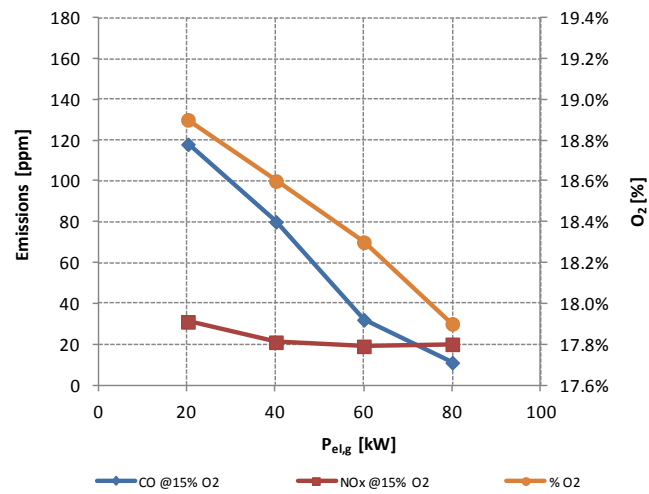


Figura 0-3: Andamento delle emissioni e della %vol di O_2 nei fumi

Prova B - 14/07/2010

In Tabella 3-8 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova B, effettuata il 14 Luglio 2010. I dati si riferiscono a quattro punti di carico (Caso 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (80kW, 60kW, 40kW, 20kW). E' assente la prova con potenza pari a 100 kW (Caso 1), poiché la macchina presentava un funzionamento instabile a tale carico.

Tabella 0-4: Dati sperimentali diretti, Prova B

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	-	26.9	26.8	27.8	27.9
p_0	[mbar]	-	984	984	984	984
RH_0	[%]	-	66%	66%	66%	61%
T_1	[°C]	-	33.1	33.0	32.5	33.1
$P_{el,g}$	[KW]	-	80.0	60.0	40.1	20.1
T_9	[°C]	-	90.3	89.1	87.4	86.1
T_8	[°C]	-	79.7	78.6	77.3	76.4
\dot{m}_a	[kg/s]	-	13.8	13.2	12.7	12.3
T_b	[°C]	-	34.1	33.6	33.8	34.1
p_b	[mbar]	-	155.0	153.0	153.0	155.0
V_{in}	[m ³]	-	66696.1	66706.4	66731.6	66736.2
V_{fin}	[m ³]	-	66701.6	66711.2	66733.3	66739.5
t_{test}	[min]	-	10.0	10.0	4.0	9.0
T_7	[°C]	-	134.0	127.0	122.0	117.0
$\%O_{2,7}$	[%vol]	-	18.0%	18.3%	18.6%	18.9%
T_4	[°C]	-	633.0	550.0	493.0	438.0
T_6	[°C]	-	351.0	322.5	317.0	280.0

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-5: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	-	80.0	60.0	40.1	20.1
$P_{th,rec}$	[kW]	-	170.5	160.7	149.7	138.2
\dot{m}_b	[kg/s]	-	0.00698	0.00611	0.00539	0.00469
$P_{th,b}$	[kW]	-	335.3	293.6	258.8	225.5
$\eta_{el,g}$	[-]	-	0.239	0.204	0.155	0.089
η_{th}	[-]	-	0.508	0.547	0.578	0.613
α	[kg _a /kg _b]	-	100	111	125	143
\dot{m}_f	[kg/s]	-	0.708	0.687	0.679	0.674
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	-	0.683	0.715	0.667	0.737

Tabella 0-6: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	-	480.5	473.1	464.8	457.5
T_3 [K]	-	1177.4	1070.5	966.2	901.4
T_5 [K]	-	806.8	736.0	668.0	639.7
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

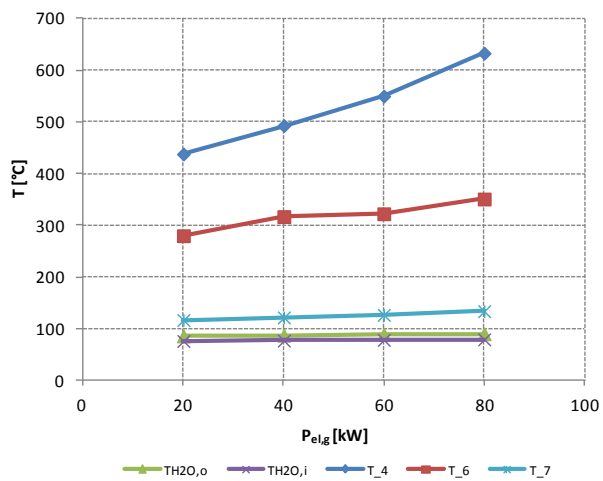


Figura 0-4 - Andamento delle principali temperature sperimentali

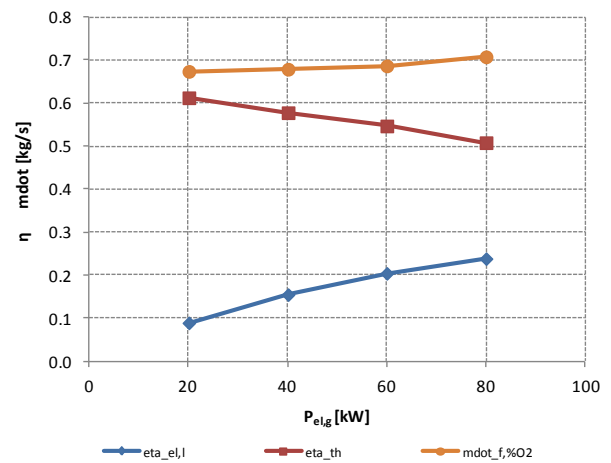


Figura 0-5 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

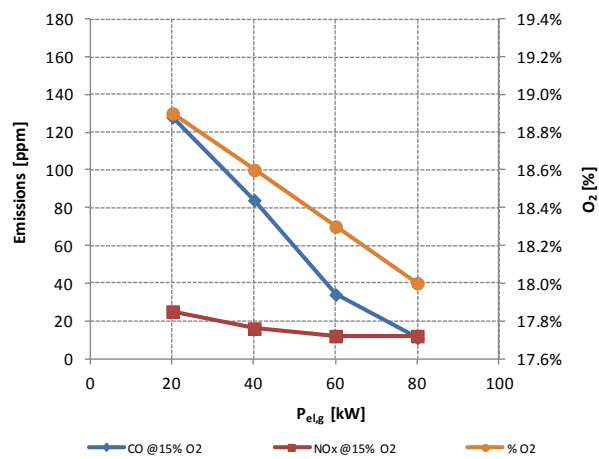


Figura 0-6: Andamento delle emissioni e della % vol di O₂ nei fumi

Prova C - 05/10/2010

In Tabella 3-12 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova C, effettuata il 05 Ottobre 2010. I dati si riferiscono a cinque punti di carico (Caso 1, 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (100kW, 80kW, 60kW, 40kW, 20kW).

Per quanto riguarda la nomenclatura di tali dati, si fa riferimento a quanto visto nel paragrafo 3.3.1.

Tabella 0-7: Dati sperimentali diretti, Prova C

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	20.4	19.6	20.6	20.6	20.4
p_0	[mbar]	980	980	980	980	980
RH_0	[%]	65%	68%	63%	64%	64%
T_1	[°C]	25.2	24.0	24.8	24.3	24.0
$P_{el,g}$	[KW]	93.0	80.1	60.0	40.1	20.1
T_9	[°C]	49.6	45.6	49.3	49.5	49.8
T_8	[°C]	36.8	33.3	37.4	38.6	39.5
\dot{m}_s	[kg/s]	12.7	12.7	12.7	12.7	12.7
T_b	[°C]	23.8	22.4	23.8	23.8	23.8
p_b	[mbar]	162.0	162.0	162.0	162.0	160.0
V_{in}	[m ³]	94857.1	94829.5	94866.1	94873.9	94880.4
V_{fin}	[m ³]	94860.6	94835.9	94868.9	94876.8	94883.0
t_{test}	[min]	6.0	12.0	6.0	7.0	7.0
T_7	[°C]	118.0	109.0	105.0	98.0	93.0
$\%O_{2,7}$	[%vol]	17.8%	18.1%	18.5%	18.8%	19.1%
T_4	[°C]	650.0	592.0	535.0	473.0	418.0
T_6	[°C]	356.0	330.0	305.0	298.0	279.0

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-8: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	93.0	80.1	60.0	40.1	20.1
$P_{th,rec}$	[kW]	189.1	181.8	175.8	161.0	152.1
\dot{m}_b	[Sm ³ /h]	39.4	36.1	31.6	28.2	24.6
$P_{th,b}$	[kg/s]	0.00775	0.00711	0.00622	0.00554	0.00483
$\eta_{el,g}$	[kW]	372.2	341.4	298.8	266.2	232.1
η_{th}	[-]	0.250	0.234	0.201	0.151	0.087
α	[-]	0.508	0.533	0.588	0.605	0.656
\dot{m}_f	[kg _a /kg _b]	94	104	120	136	157
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	0.738	0.745	0.753	0.760	0.765
$P_{el,g}$	[kg/s]	0.691	0.715	0.764	0.700	0.711

Tabella 0-9: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	475.4	466.3	460.4	452.3	443.9
T_3 [K]	1210.3	1127.8	1036.4	928.1	841.4
T_5 [K]	815.8	769.3	726.1	654.3	604.1
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

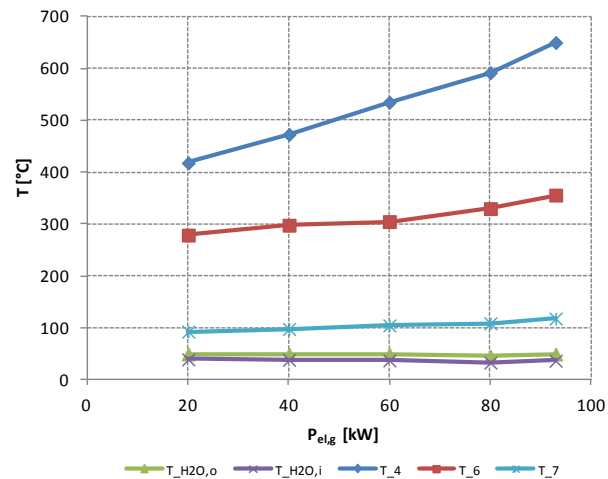


Figura 0-7 - Andamento delle principali temperature sperimentali

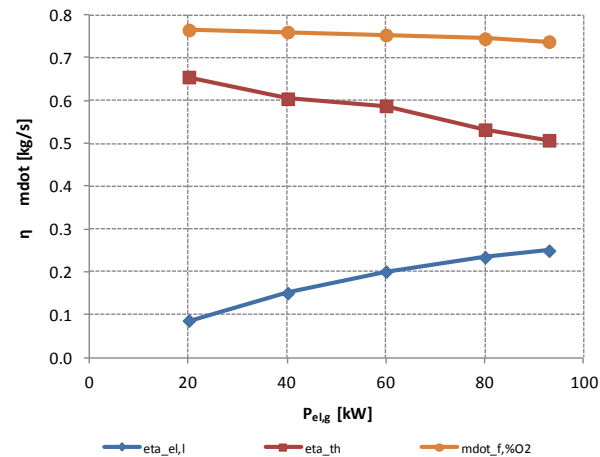


Figura 0-8 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

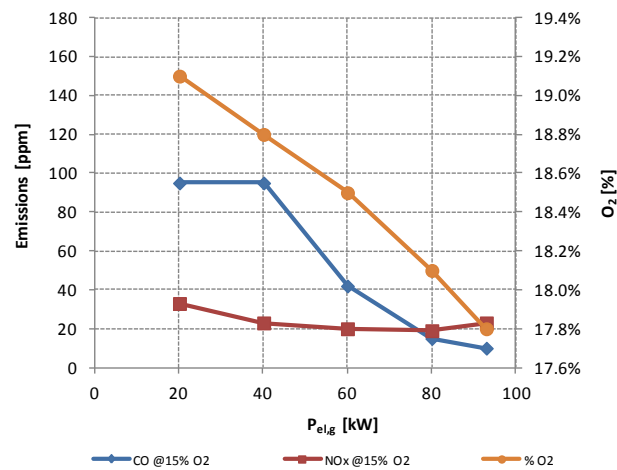


Figura 0-9: Andamento delle emissioni e della % vol di O_2 nei fumi

Prova D - 19/10/2010

In Tabella 3-16 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova D, effettuata il 19 Ottobre 2010. I dati si riferiscono a cinque punti di carico (Caso 1, 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (100kW, 80kW, 60kW, 40kW, 20kW).

Per quanto riguarda la nomenclatura di tali dati, si fa riferimento a quanto visto nel paragrafo 3.3.1.

Tabella 0-10: Dati sperimentali diretti, Prova D

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	15.0	15.3	15.4	15.9	16.2
p_0	[mbar]	980	979	979	979	978
RH_0	[%]	43%	42%	42%	40%	40%
T_1	[°C]	20.4	21.2	20.4	20.5	20.1
$P_{el,g}$	[KW]	95.5	80.0	60.0	40.0	20.1
T_9	[°C]	71.8	71.5	70.4	69.3	68.2
T_8	[°C]	59.3	59.1	58.9	58.8	58.3
\dot{m}_a	[kg/s]	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5
T_b	[°C]	20.9	20.6	20.9	21.2	21.4
p_b	[mbar]	165.0	165.0	165.0	162.0	162.0
V_{in}	[m ³]	95814.7	95822.9	95828.7	95834.9	95840.4
V_{fin}	[m ³]	95819.4	95825.5	95831.0	95837.4	95842.9
t_{test}	[min]	8.0	5.0	5.0	6.0	7.0
T_7	[°C]	130.0	124.0	116.0	108.0	102.0
%O _{2,7}	[%vol]	17.8%	18.2%	18.5%	18.8%	19.1%
T_4	[°C]	650.0	588.0	525.0	465.0	408.0
T_6	[°C]	351.0	331.5	305.5	290.0	272.0

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-11: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	95.5	80.0	60.0	40.0	20.1
$P_{th,rec}$	[kW]	181.7	180.3	167.2	152.7	143.9
\dot{m}_b	[kg/s]	0.00790	0.00711	0.00630	0.00554	0.00482
$P_{th,b}$	[kW]	379.6	341.5	302.4	266.1	231.6
$\eta_{el,g}$	[-]	0.252	0.234	0.198	0.150	0.087
η_{th}	[-]	0.479	0.528	0.553	0.574	0.621
α	[kg _a /kg _b]	94	107	120	136	157
\dot{m}_f	[kg/s]	0.752	0.771	0.762	0.760	0.764
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	0.715	0.755	0.767	0.729	0.736

Tabella 0-12: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	467.8	461.9	453.6	446.6	438.1
T_3 [K]	1208.5	1104.9	1017.4	922.4	832.1
T_5 [K]	813.9	758.4	707.1	648.5	594.8
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

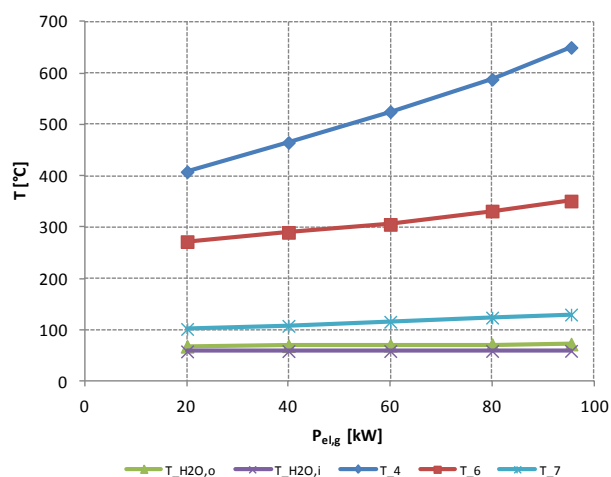


Figura 0-10 - Andamento delle principali temperature sperimentali

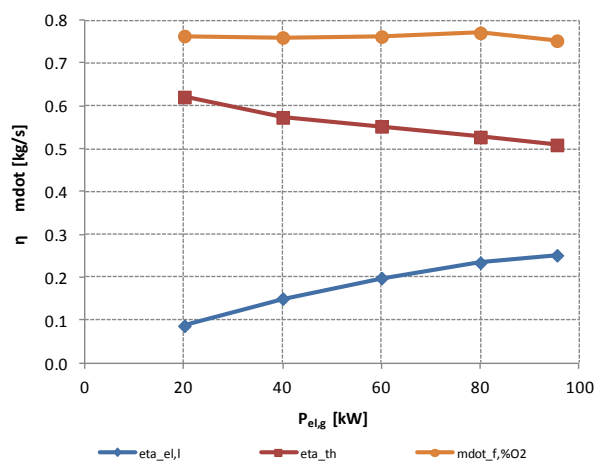


Figura 0-11 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

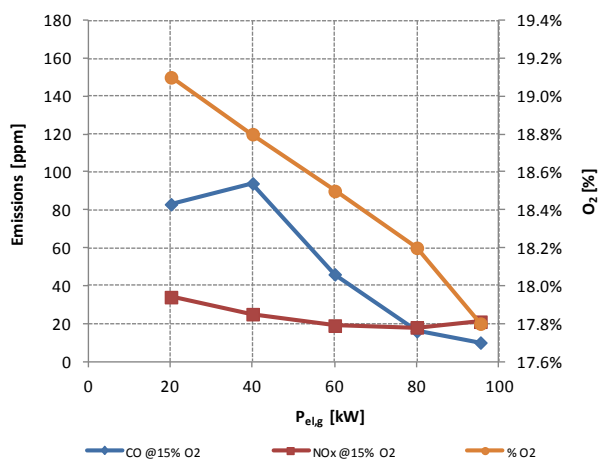


Figura 0-12: Andamento delle emissioni e della % vol di O₂ nei fumi

Prova E - 13/04/2010

In Tabella 3-20 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova E, effettuata il 13 Aprile 2010. I dati si riferiscono a cinque punti di carico (Caso 1, 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (100kW, 80kW, 60kW, 40kW, 20kW).

Per quanto riguarda la nomenclatura di tali dati, si fa riferimento a quanto visto nel paragrafo 3.3.1.

Tabella 0-13: Dati sperimentali diretti, Prova E

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	12.1	12.4	12.7	13.0	13.2
p_0	[mbar]	983	983	983	983	982
RH_0	[%]	48	46	43	44	40
T_1	[°C]	18.2	18.6	19.0	18.8	17.6
$P_{el,g}$	[KW]	100.0	80.0	60.0	40.0	20.2
T_9	[°C]	73.3	73.6	72.3	71.5	70.5
T_8	[°C]	61.7	61.9	61.8	61.7	61.3
\dot{m}_a	[m³/h]	13.0	12.9	12.9	12.9	12.9
T_b	[°C]	19.2	19.4	19.7	20.0	20.1
p_b	[mbar]	177.0	177.0	177.0	177.0	177.0
V_{in}	[m³]	25023.1	25029.7	25035.8	25041.4	25048.0
V_{fin}	[m³]	25026.0	25032.3	25038.1	25043.4	25051.6
t_{test}	[min]	5.0	5.0	5.0	5.0	10.0
T_7	[°C]	130.0	124.0	116.0	111.0	106.0
%O _{2,7}	[%vol]	17.8%	18.2%	18.5%	18.8%	19.1%
T_4	[°C]	650.0	581.0	517.0	455.0	403.0
T_6	[°C]	342.0	318.0	299.0	278.0	268.0

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-14: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	100.0	80.0	60.0	40.0	20.2
$P_{th,rec}$	[kW]	175.4	175.5	157.5	147.0	138.0
\dot{m}_b	[kg/s]	0.00787	0.00699	0.00622	0.00548	0.00485
$P_{th,b}$	[kW]	378.1	335.9	298.8	263.2	233.0
$\eta_{el,g}$	[-]	0.264	0.238	0.201	0.152	0.087
η_{th}	[-]	0.464	0.523	0.527	0.559	0.592
α	[kg _a /kg _b]	94	107	120	136	157
\dot{m}_f	[kg/s]	0.750	0.758	0.753	0.752	0.768
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	0.719	0.787	0.749	0.766	0.741

Tabella 0-15: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	464.3	457.8	451.5	444.0	434.3
T_3 [K]	1215.4	1108.4	1013.5	922.1	827.2
T_5 [K]	820.8	761.8	703.2	648.2	589.9
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

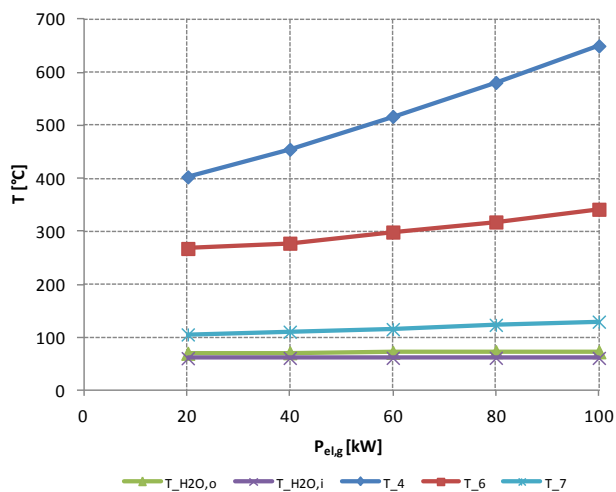


Figura 0-13 - Andamento delle principali temperature sperimentali

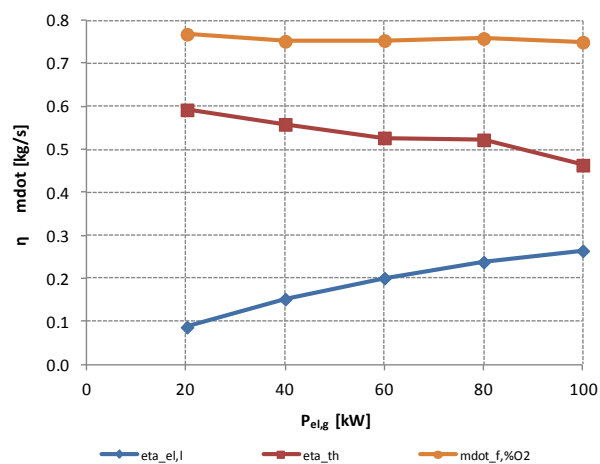


Figura 0-14 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

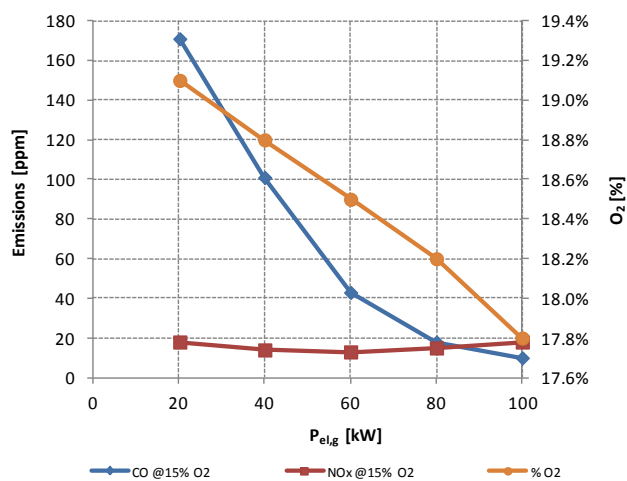


Figura 0-15: Andamento delle emissioni e della % vol di O_2 nei fumi

Prova F - 01/02/2011

In Tabella 3-24 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova F, effettuata il 1 Febbraio 2011. I dati si riferiscono a cinque punti di carico (Caso 1, 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (100kW, 80kW, 60kW, 40kW, 20kW).

Per quanto riguarda la nomenclatura di tali dati, si fa riferimento a quanto visto nel paragrafo 3.3.1.

Tabella 0-16: Dati sperimentali diretti, Prova F

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	7.4	6.8	6.8	6.9	6.5
p_0	[mbar]	990	990	990	990	990
RH_0	[%]	70%	73%	73%	74%	75%
T_1	[°C]	16.0	16.0	14.5	13.5	13.0
$P_{el,g}$	[KW]	100.0	80.0	60.0	40.0	20.0
T_9	[°C]	76.0	75.2	74.5	74.5	74.0
T_8	[°C]	66.0	66.0	66.0	66.5	66.4
\dot{m}_a	[m³/h]	15.8	15.9	15.9	15.5	15.7
T_b	[°C]	14.5	14.6	14.8	15.0	15.0
p_b	[mbar]	162.0	162.0	167.0	162.0	167.0
V_{in}	[m³]	142383.2	142393.3	142399.4	142406.2	142410.7
V_{fin}	[m³]	142386.1	142396.4	142403.1	142408.2	142412.5
t_{test}	[min]	5.0	6.0	8.0	5.0	5.0
T_7	[°C]	132.0	124.0	116.0	112.0	108.0
%O _{2,7}	[%vol]	17.7%	18.1%	18.5%	18.8%	19.0%
T_4	[°C]	615.0	530.0	480.0	430.0	387.0
T_6	[°C]	344.0	313.5	293.5	285.0	257.5

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-17: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	100.0	80.0	60.0	40.0	20.0
$P_{th,rec}$	[kW]	183.8	170.1	157.2	144.2	138.8
\dot{m}_b	[kg/s]	0.00798	0.00706	0.00630	0.00559	0.00495
$P_{th,b}$	[kW]	383.6	339.3	302.5	268.5	237.9
$\eta_{el,g}$	[-]	0.261	0.236	0.198	0.149	0.084
η_{th}	[-]	0.479	0.501	0.520	0.537	0.583
α	[kg _a /kg _b]	91	104	120	136	146
\dot{m}_f	[kg/s]	0.738	0.740	0.762	0.766	0.728
$\dot{m}_{f,HX}$	[kg/s]	0.754	0.781	0.770	0.725	0.807

Tabella 0-18: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	468.7	461.2	451.6	442.6	433.8
T_3 [K]	1225.2	1102.1	1004.9	908.2	861.4
T_5 [K]	782.5	711.6	667.0	610.0	583.1
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali.

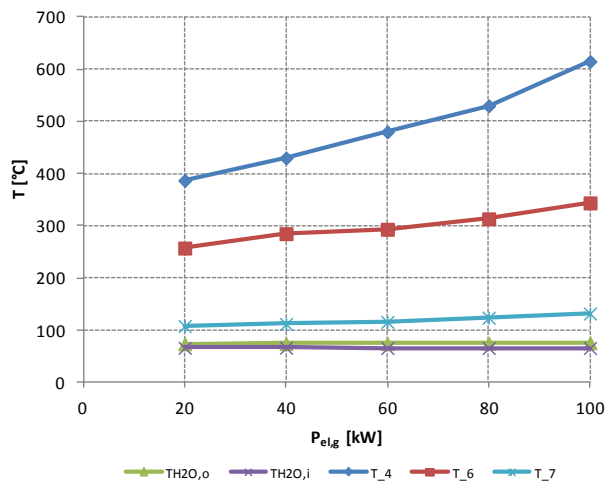


Figura 0-16 - Andamento delle principali temperature sperimentali

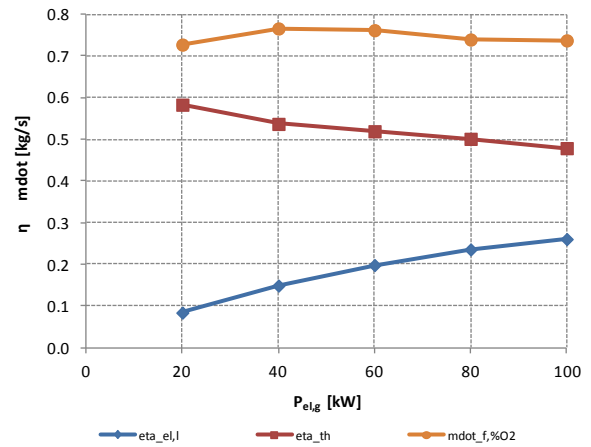


Figura 0-17 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

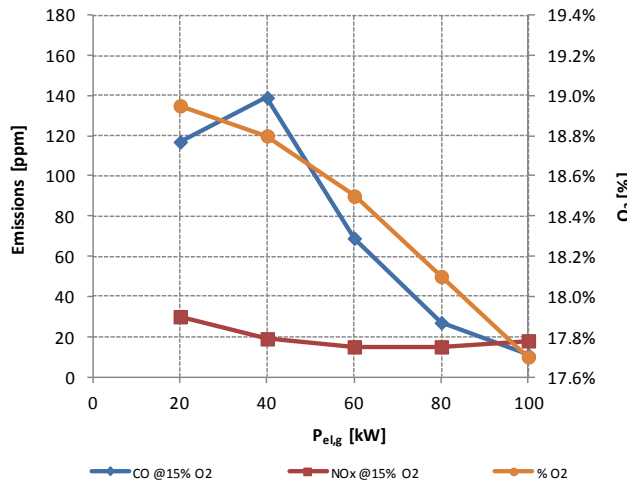


Figura 0-18: Andamento delle emissioni e della % vol di O₂ nei fumi

Prova G - 02/02/2011

In Tabella 3-28 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova G, effettuata il 2 Febbraio 2011. I dati si riferiscono a cinque punti di carico (Caso 1, 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (100kW, 80kW, 60kW, 40kW, 20kW).

Per quanto riguarda la nomenclatura di tali dati, si fa riferimento a quanto visto nel paragrafo 3.3.1.

Tabella 0-19: Dati sperimentali diretti, Prova G

Caso		1	2	3	4	5
T_0	[°C]	2.2	2.6	2.8	3.1	3.6
p_0	[mbar]	993	993	993	993	993
RH_0	[%]	79%	79%	78%	77%	76%
T_1	[°C]	11.3	11.8	11.9	11.3	11.4
$P_{el,g}$	[KW]	100	80	60	40	20
T_9	[°C]	78.0	77.5	76.9	76.1	76.1
T_8	[°C]	67.8	68.1	68.3	68.2	68.5
\dot{m}_a	[m³/h]	15.5	15.3	15.4	15.4	15.3
T_b	[°C]	11.2	11.6	11.8	12.1	12.4
p_b	[mbar]	167.0	165.0	165.0	167.0	167.0
V_{in}	[m³]	143004.8	143012.3	143017.5	143022.3	143027.2
V_{fin}	[m³]	143008.8	143014.8	143019.8	143024.7	143029.3
t_{test}	[min]	7.0	5.0	5.0	6.0	6.0
T_7	[°C]	131.0	126.0	119.0	113.0	109.0
%O _{2,7}	[%vol]	17.8%	18.2%	18.5%	18.8%	19.0%
T_4	[°C]	587.0	517.0	473.0	425.0	382.0
T_6	[°C]	322.0	306.0	283.5	270.0	257.5

Da tali dati sono ricavabili, attraverso gli stessi procedimenti analizzati nel paragrafo 3.3.1, i seguenti parametri.

Tabella 0-20: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
$P_{el,g}$	[KW]	100	80	60	40	20
$P_{th,rec}$	[kW]	183.9	167.3	154.0	141.5	135.2
\dot{m}_b	[kg/s]	0.00796	0.00706	0.00628	0.00560	0.00495
$P_{th,b}$	[kW]	382.6	339.1	301.5	269.2	237.8
$\eta_{el,g}$	[-]	0.247	0.219	0.179	0.125	0.054
η_{th}	[-]	0.481	0.493	0.511	0.526	0.569
α	[kg _a /kg _b]	94	107	120	136	150
\dot{m}_f	[kg/s]	0.758	0.765	0.760	0.769	0.745
\dot{m}_{fHX}	[kg/s]	0.837	0.808	0.814	0.784	0.792

Tabella 0-21: Dati analitici

Caso	1	2	3	4	5
T_2 [K]	461.1	454.5	447.6	439.2	431.3
T_3 [K]	1189.1	1067.6	996.7	913.7	830.4
T_5 [K]	767.9	698.5	666.4	618.1	574.9
β_c	-	3.82	3.65	3.48	3.3

Di seguito è mostrato l'andamento di alcuni dei principali dati sperimentali

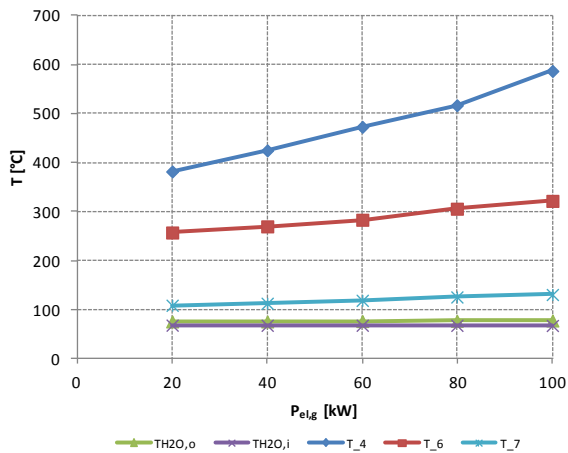


Figura 0-19 - Andamento delle principali temperature sperimentali

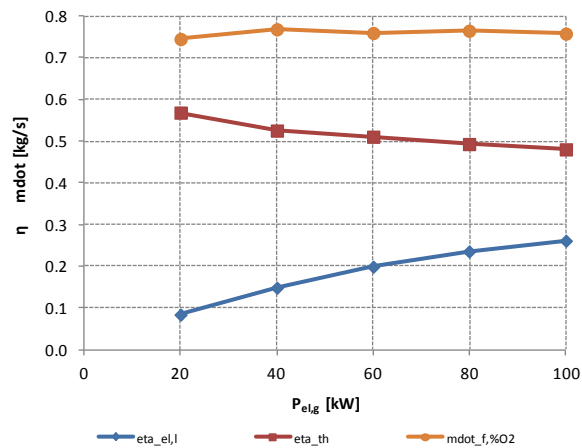


Figura 0-20 - Andamento della portata d'aria e delle efficienze sperimentali

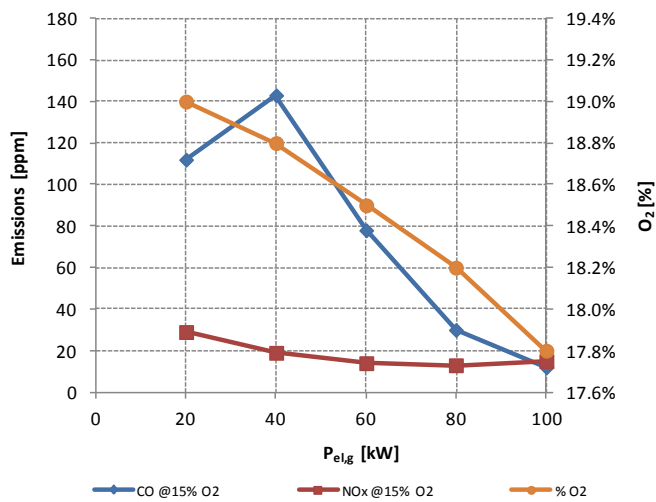


Figura 0-21: Andamento delle emissioni e della % vol di O_2 nei fumi

A2 - Dati sperimentali sulla caratterizzazione dell'assorbitore

Prova A1 - 08/07/2010

In Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova A1, in maniera specifica per quanto riguarda il ciclo ad assorbimento. I dati si riferiscono a quattro punti di carico (Caso 2, 3, 4, 5), ognuno eseguito fissando un set point di carico elettrico diverso (80kW, 60kW, 40kW, 20kW). E' assente la prova con potenza pari a 100 kW (Caso 1).

Tabella 0-22: Dati sperimentali diretti, Prova A1

Caso		1	2	3	4	5
\dot{m}_{15}	[m ³ /h]	-	17.56	17.47	17.40	17.33
T_{14}	[°C]	-	11.0	11.3	11.1	11.1
T_{15}	[°C]	-	8.1	8.4	8.2	8.2
\dot{m}_{11}	[m ³ /h]	-	9.60	9.60	9.60	9.98
T_{10}	[°C]	-	90.0	87.6	87.2	88.5
T_{11}	[°C]	-	79.6	76.7	77.4	79.3
\dot{m}_{13}	[m ³ /h]	-	41.10	41.09	41.10	41.12
T_{13}	[°C]	-	29.5	29.4	29.2	29.3
T_{12}	[°C]	-	26.1	26.0	26.0	26.1

Da tali dati sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri:

Tabella 0-23: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
P_c	[KW]	-	-59.2	-58.9	-58.7	-58.5
$P_{th,gen}$	[kW]	-	116.1	121.7	109.4	106.8
$P_{th,cond}$	[kW]	-	162.5	162.5	153.0	153.0
COP	[-]	-	0.51	0.48	0.53	0.54

Prova M - 12/07/2010

Analogamente al paragrafo precedente, in Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova M, in maniera specifica per quanto riguarda il ciclo ad assorbimento.

Sono misurate le temperature di ingresso ed uscita e la portata di fluido relative al generatore, all'evaporatore e al condensatore.

Tabella 0-24: Dati sperimentali diretti, Prova M

Caso		1	2	3	4	5
\dot{m}_{15}	[m ³ /h]	-	17.44	17.37	17.45	17.40
T_{14}	[°C]	-	11.5	11.4	11.5	11.4
T_{15}	[°C]	-	8.2	8.2	7.8	7.4
\dot{m}_{11}	[m ³ /h]	-	9.08	9.10	9.88	9.55
T_{10}	[°C]	-	89.3	88.3	88.3	89.6
T_{11}	[°C]	-	78.3	77.4	76.2	77.3
\dot{m}_{13}	[m ³ /h]	-	40.70	40.60	40.70	40.60
T_{13}	[°C]	-	30.4	30.3	31.5	31.4
T_{12}	[°C]	-	26.9	26.6	27.4	27.2

Da tali dati sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri.

Tabella 0-25: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
P_c	[KW]	-	-66.9	-64.6	-75.1	-80.9
$P_{th,gen}$	[kW]	-	116.2	115.4	139.0	136.6
$P_{th,cond}$	[kW]	-	165.7	174.7	194.1	198.3
COP	[-]	-	0.57	0.56	0.54	0.59

Prova N - 13/07/2010

Analogamente al paragrafo precedente, in Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova N, in maniera specifica per quanto riguarda il ciclo ad assorbimento.

Sono misurate le temperature di ingresso ed uscita e la portata di fluido relative al generatore, all'evaporatore e al condensatore.

Tabella 0-26: Dati sperimentali diretti, Prova N

Caso		1	2	3	4	5
\dot{m}_{15}	[m ³ /h]	-	17.37	17.34	-	-
T_{14}	[°C]	-	11.1	11.1	-	-
T_{15}	[°C]	-	7.1	7.2	-	-
\dot{m}_{11}	[m ³ /h]	-	9.53	9.98	-	-
T_{10}	[°C]	-	88.7	87.2	-	-
T_{11}	[°C]	-	76.6	75.7	-	-
\dot{m}_{13}	[m ³ /h]	-	40.50	40.50	-	-
T_{13}	[°C]	-	31.0	31.0	-	-
T_{12}	[°C]	-	26.8	26.8	-	-

Da tali dati sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri.

Tabella 0-27: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
P_c	[KW]	-	-80.8	-78.7	-	-
$P_{th,gen}$	[kW]	-	134.1	133.5	-	-
$P_{th,cond}$	[kW]	-	197.8	197.8	-	-
COP	[-]	-	0.60	0.58	-	-

Prova B1 - 13/07/2010

Analogamente al paragrafo precedente, in Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova B1, in maniera specifica per quanto riguarda il ciclo ad assorbimento.

Sono misurate le temperature di ingresso ed uscita e la portata di fluido relative al generatore, all'evaporatore e al condensatore.

Tabella 0-28: Dati sperimentali diretti, Prova B1

Caso		1	2	3	4	5
\dot{m}_{15}	[m ³ /h]	-	17.37	17.33	17.00	16.95
T_{14}	[°C]	-	11.5	11.3	11.4	11.3
T_{15}	[°C]	-	7.7	7.6	7.8	7.7
\dot{m}_{11}	[m ³ /h]	-	9.65	9.93	10.35	10.74
T_{10}	[°C]	-	90.0	88.2	87.5	85.7
T_{11}	[°C]	-	78.0	77.0	76.5	75.3
\dot{m}_{13}	[m ³ /h]	-	40.44	40.40	40.36	40.35
T_{13}	[°C]	-	32.6	32.3	32.4	32.4
T_{12}	[°C]	-	28.3	28.1	28.3	28.5

Da tali dati sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri.

Tabella 0-29: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
P_c	[KW]	-	-76.8	-74.6	-71.2	-71.0
$P_{th,gen}$	[kW]	-	134.7	129.4	132.4	129.9
$P_{th,cond}$	[kW]	-	202.2	197.3	192.5	183.0
COP	[-]	-	0.57	0.57	0.53	0.54

Prova O - 22/07/2011

Analogamente al paragrafo precedente, in Tabella 3-3 sono riportati i dati sperimentali di funzionamento a regime e ai diversi carichi, riguardanti la Prova O, in maniera specifica per quanto riguarda il ciclo ad assorbimento.

Sono misurate le temperature di ingresso ed uscita e la portata di fluido relative al generatore, all'evaporatore e al condensatore.

Tabella 0-30: Dati sperimentali diretti, Prova O

Caso		1	2	3	4	5
\dot{m}_{15}	[m ³ /h]	-	16.10	16.10	16.10	20.00
T_{14}	[°C]	-	10.7	10.5	10.6	10.4
T_{15}	[°C]	-	6.6	6.7	6.7	7.7
\dot{m}_{11}	[m ³ /h]	-	8.97	9.00	9.00	9.30
T_{10}	[°C]	-	87.0	86.0	86.7	80.7
T_{11}	[°C]	-	73.7	73.5	73.6	67.2
\dot{m}_{13}	[m ³ /h]	-	41.00	41.20	41.10	41.10
T_{13}	[°C]	-	27.6	27.5	27.5	28.7
T_{12}	[°C]	-	23.4	23.5	23.4	24.1

Da tali dati sono ricavabili, attraverso formule analitiche che non richiedono ipotesi aggiuntive, i seguenti parametri.

Tabella 0-31: Dati direttamente ricavabili da quelli sperimentali

Caso		1	2	3	4	5
P_c	[KW]	-	-76.8	-71.2	-73.0	-63.7
$P_{th,gen}$	[kW]	-	138.8	130.8	137.1	146.0
$P_{th,cond}$	[kW]	-	200.3	191.7	196.0	219.9
COP	[-]	-	0.55	0.54	0.53	0.43

A3 - Dati sperimentali sulla caratterizzazione del desiccant

Prova P - 08/09/2011

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 8 settembre 2011, in cui vi erano 2 unità DH attive. Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

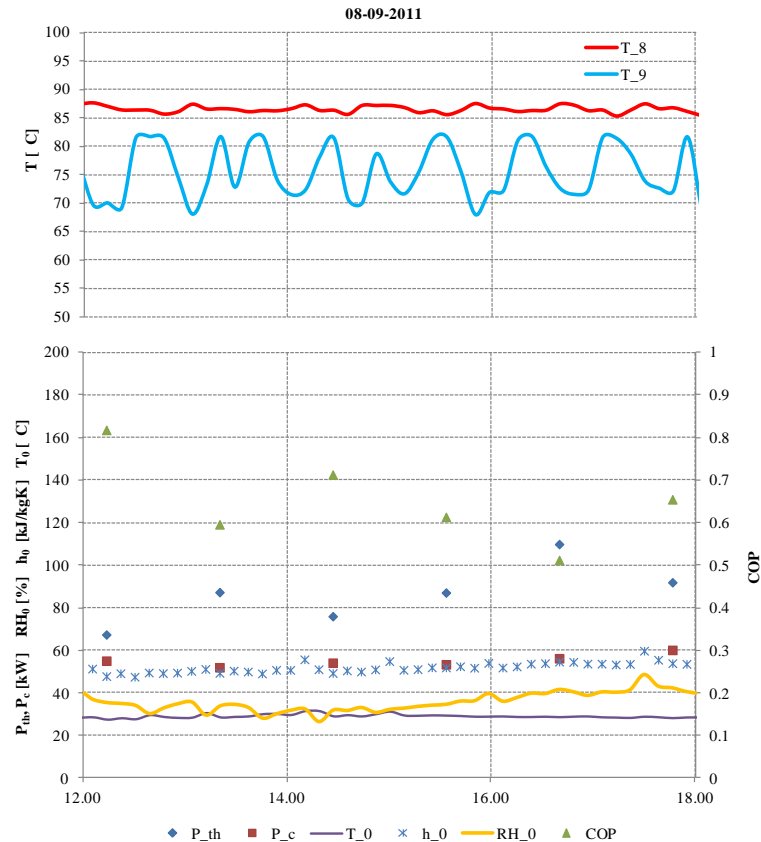


Figura 0-22 - Andamento giornaliero dei principali parametri

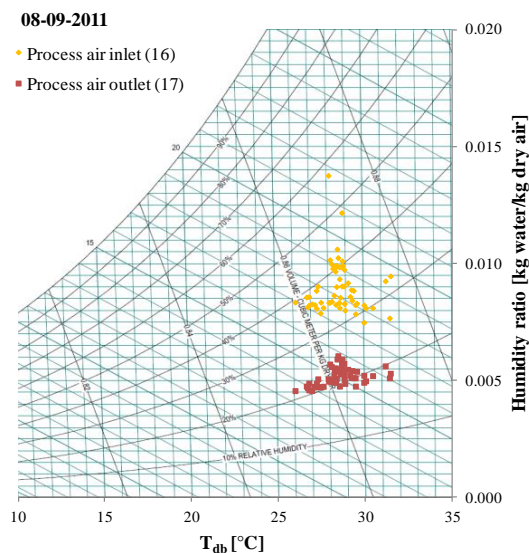


Figura 0-23 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-32 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	90.1
$P_{c,des}$	[kW]	55.9
COP	[-]	0.62
Unità attive	[-]	2

Prova Q - 02/09/2011

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 02 settembre 2011, in cui vi erano 2 unità DH attive. Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 12 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

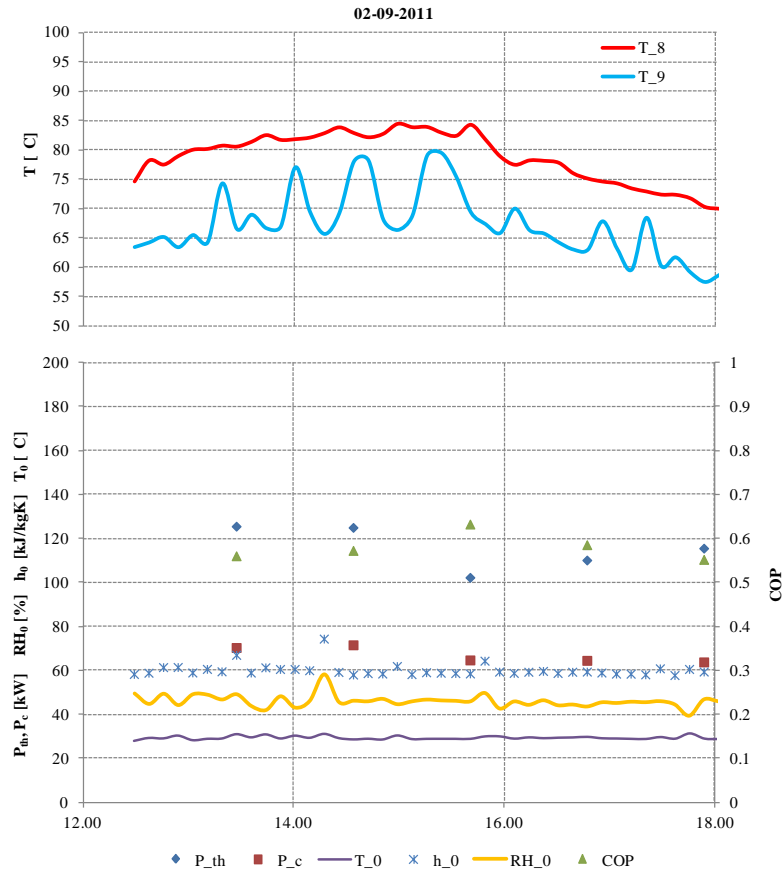


Figura 0-24 - Andamento giornaliero dei principali parametri

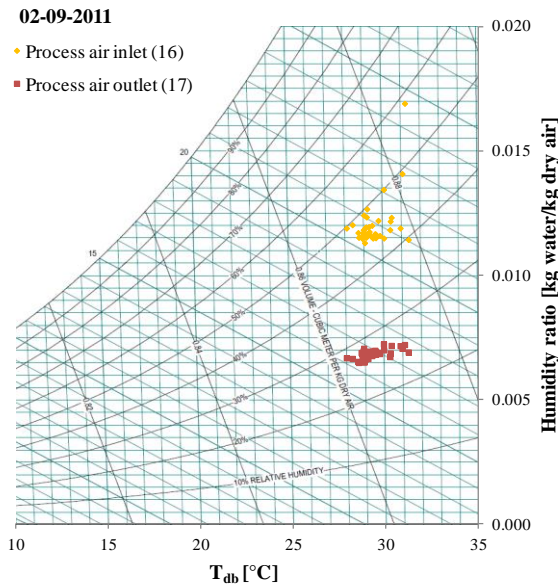


Figura 0-25 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-33 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	112.9
$P_{c,des}$	[kW]	65.4
COP	[-]	0.58
Unità attive	[-]	2

Prova R - 19/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 19 settembre 2010, in cui vi era 1 unità DH attiva.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

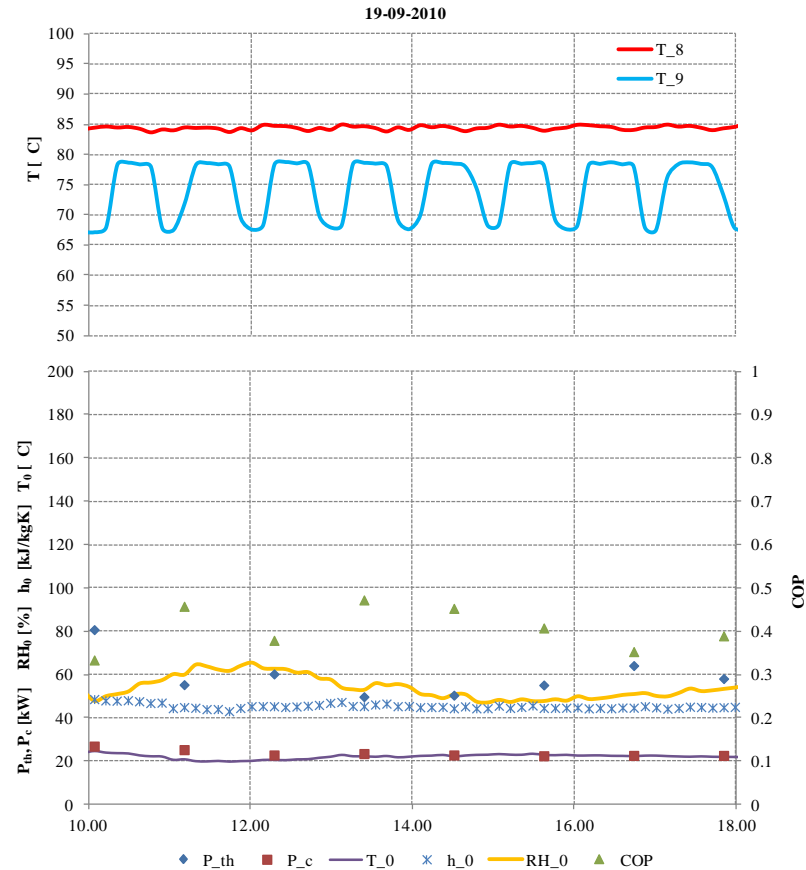


Figura 0-26 - Andamento giornaliero dei principali parametri

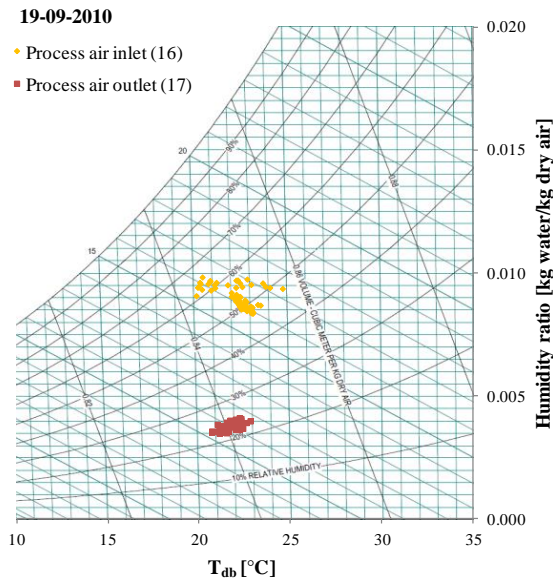


Figura 0-27 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-34 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	60.2
$P_{c,des}$	[kW]	23.2
COP	[-]	0.38
Unità attive	[-]	1

Prova S - 18/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 18 settembre 2010, in cui vi era 1 unità DH attiva.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

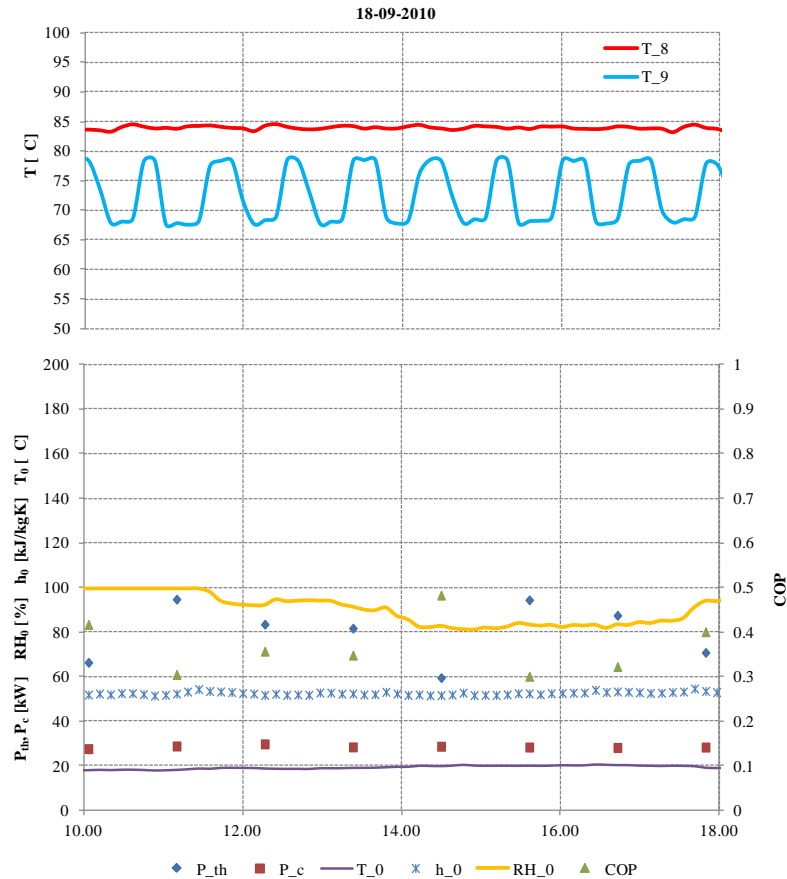


Figura 0-28 - Andamento giornaliero dei principali parametri

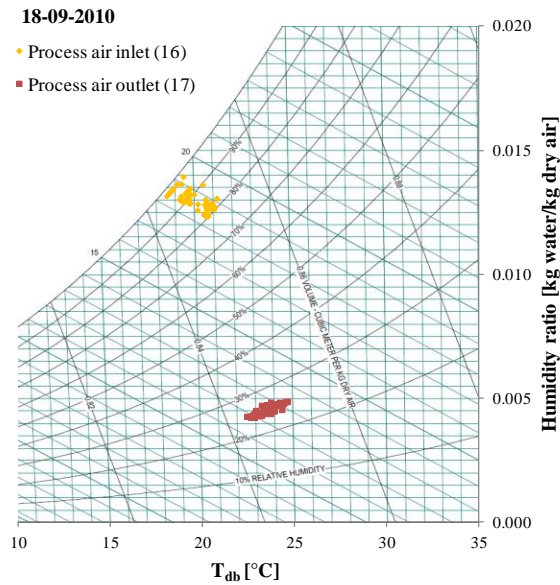


Figura 0-29 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-35 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	79.6
$P_{c,des}$	[kW]	28.7
COP	[-]	0.36
Unità attive	[-]	1

Prova T - 13/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 13 settembre 2010, in cui vi era 1 unità DH attiva.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicrometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

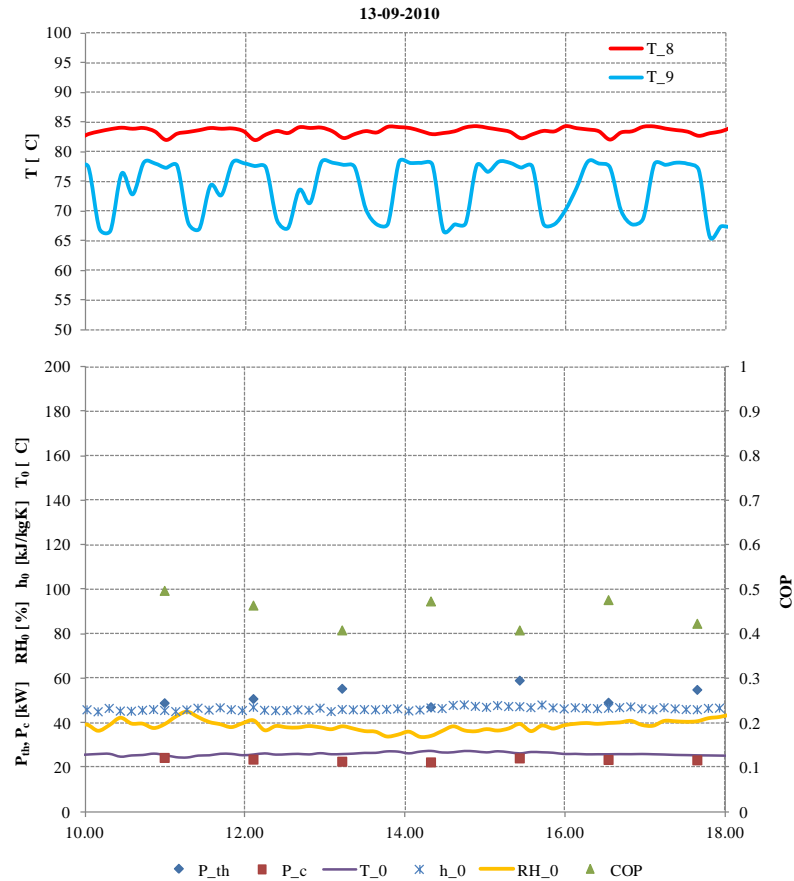


Figura 0-30 - Andamento giornaliero dei principali parametri

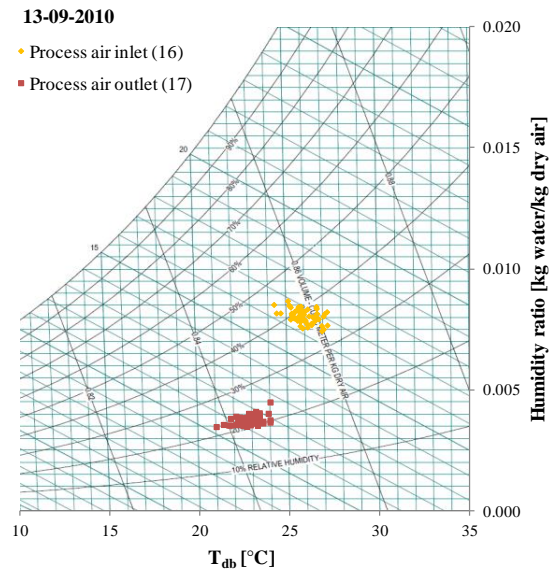


Figura 0-31 - Diagramma psicrometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-36 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	56.1
$P_{c,des}$	[kW]	23.4
COP	[-]	0.42
Unità attive	[-]	1

Prova U - 11/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata dell'11 settembre 2010, in cui vi era 1 unità DH attiva.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

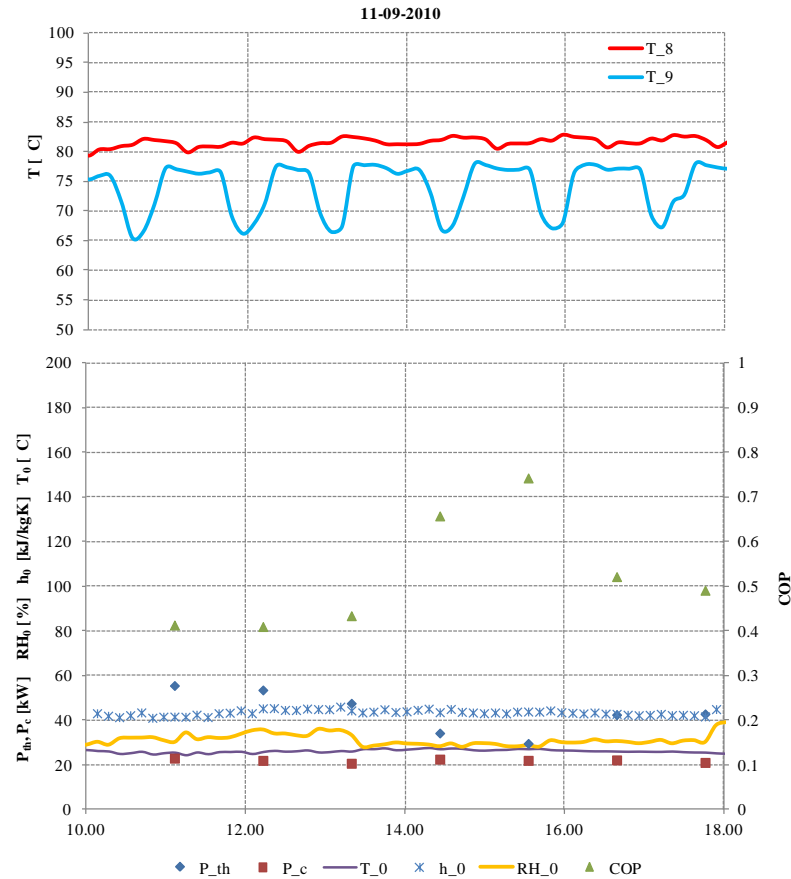


Figura 0-32 - Andamento giornaliero dei principali parametri

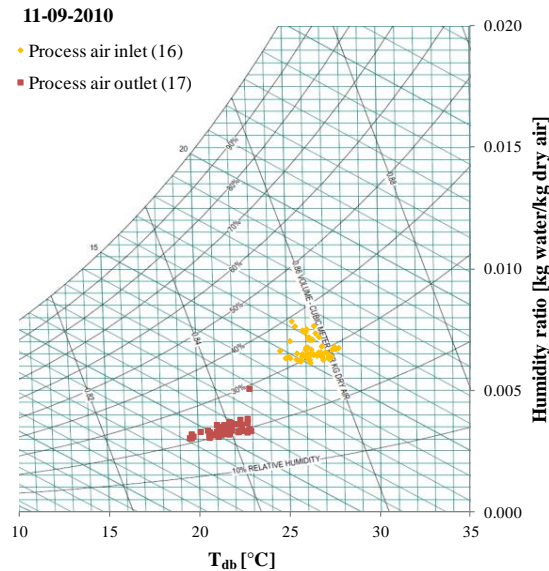


Figura 0-33 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Tabella 0-37 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	42.1
$P_{c,des}$	[kW]	22.0
COP	[-]	0.52
Unità attive	[-]	1

Prova V - 09/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 9 settembre 2010, in cui vi erano 2 unità DH attive.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

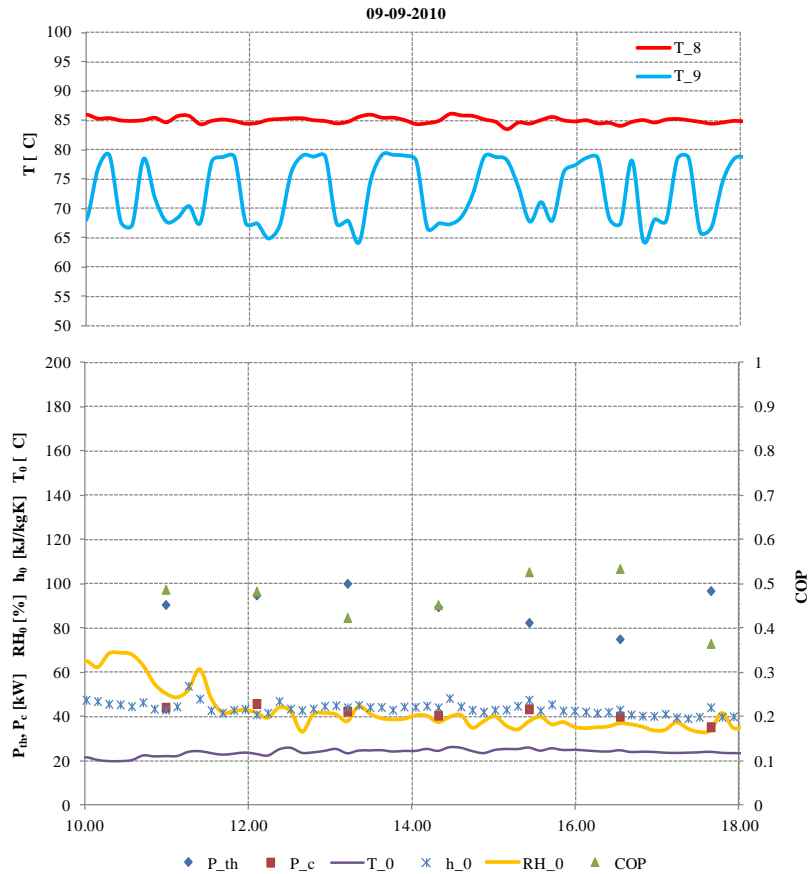


Figura 0-34 - Andamento giornaliero dei principali parametri

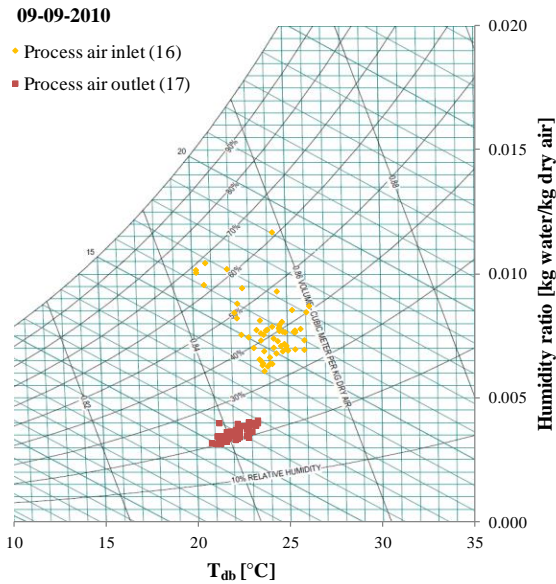


Tabella 0-38 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	86.7
$P_{c,des}$	[kW]	41.5
COP	[-]	0.48
Unità attive	[-]	2

Figura 0-35 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato

Prova Z - 08/09/2010

I risultati presentati nel seguito, riguardano la giornata del 8 settembre 2010, in cui vi erano 2 unità DH attive.
Di seguito si riportano gli andamenti dei principali parametri termodinamici relativi alla giornata analizzata. Per quanto riguarda i diagrammi psicometrici, i dati sono relativi al periodo che va dalle 10 alle 18. E' altresì riportata una tabella con i valori medi della potenza termica assorbita e frigorifera prodotta, assieme al COP.

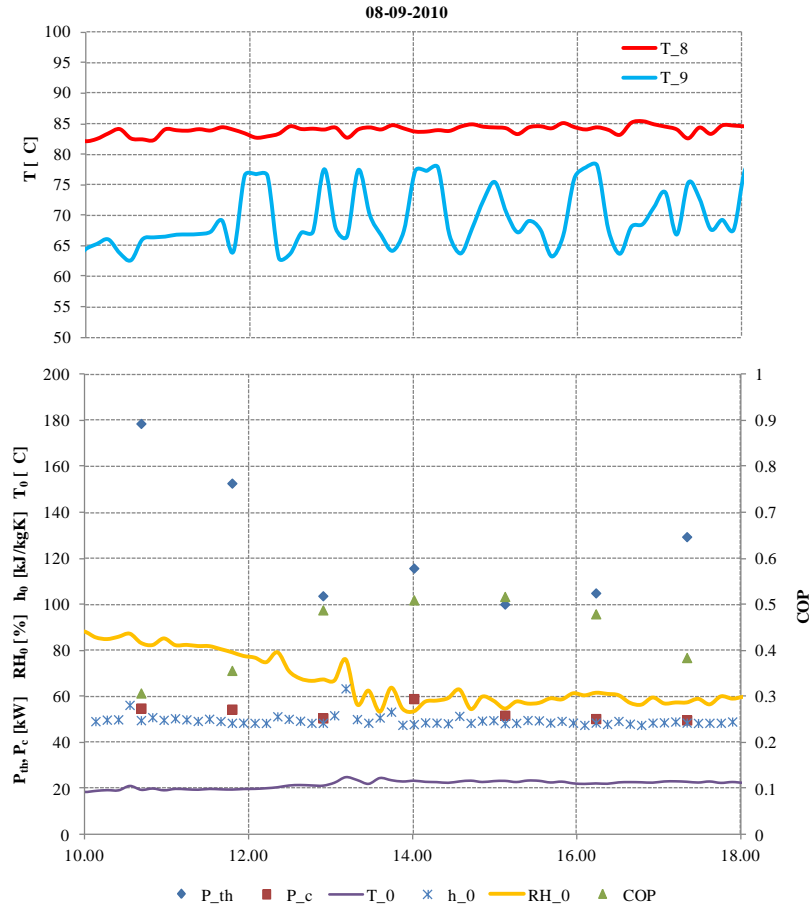


Figura 0-36 - Andamento giornaliero dei principali parametri

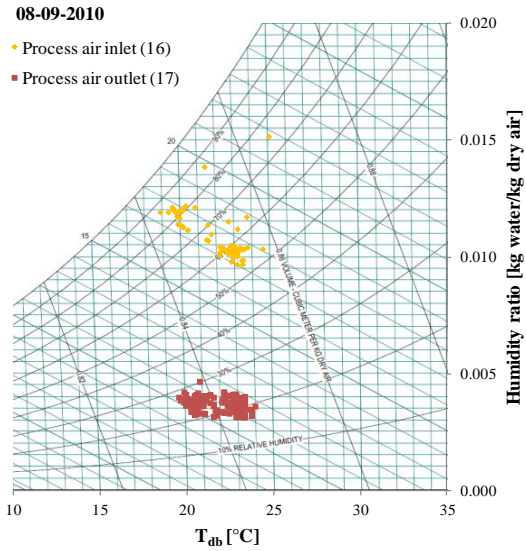


Tabella 0-39 - Valori medi del periodo considerato

	u.m.	Valore medio
$P_{th,des}$	[kW]	122.1
$P_{c,des}$	[kW]	52.6
COP	[-]	0.43
Unità attive	[-]	2

Figura 0-37 - Diagramma psicometrico relativo al periodo di funzionamento considerato